



TUGAS AKHIR - TF 141581
ANALISIS PENGARUH SUSUNAN SUDUT
***PITCH*TUBE TERHADAP KARAKTERISTIK**
ALIRAN FLUIDA DAN PERPINDAHAN PANAS
YANG MELINTASI SERRATED FIN TUBE

DIAN NILASARI
NRP.2415105018

Dosen Pembimbing
Ir. Harsono Hadi, MT, Ph.D
Nur Laila Hamidah, ST, M.Sc

DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



FINAL PROJECT -TF141581
ANALYSIS OF PITCH TUBE ANGLE
ARRANGEMENT EFFECT IN FLUID FLOW
CHARACTERISTICS AND HEAT TRANSFER
ACROSS THE SERRATED FIN TUBE

DIAN NILASARI
NRP.2415105018

Supervisors

Ir. Harsono Hadi, MT, Ph.D
Nur Laila Hamidah, ST, M.Sc

DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS
Faculty of Industrial Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017

LEMBAR PENGESAHAN
ANALISIS PENGARUH SUSUNAN SUDUT *PITCH TUBE*
TERHADAP KARAKTERISTIK ALIRAN FLUIDA DAN
PERPINDAHAN PANAS YANG MELINTASI *SERRATED*
FIN TUBE

TUGAS AKHIR

Oleh:
Dian Nilasari
NRP : 2415 105 018

Surabaya, Juli 2017

Mengetahui / Menyetujui

Pembimbing I



Ir. Harsono Hadi, M.T., Ph.D.
NIP. 19600119 198611 1 001

Pembimbing II



Nur Laila Hamidah, S.T., M.Sc.
NIP. 19880710 201504 2 001

Ketua Departemen Teknik Fisika



Agus Muhammad Hatta, ST, MSi, Ph.D
NIP. 19780902 200312 1 002

“Halaman ini memang dikosongkan”

**ANALISIS PENGARUH SUSUNAN SUDUT *PITCH TUBE*
TERHADAP KARAKTERISTIK ALIRAN FLUIDA DAN
PERPINDAHAN PANAS YANG MELINTASI *SERRATED*
*FIN TUBE***






TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Rekayasa Energi
Program Studi S-1 Departemen Teknik Fisika
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Dian Nilasari
NRP. 2415105018

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ir. Harsono Hadi, M.T., Ph.D.  (Pembimbing 1)
2. Nur Laila Hamidah, S.T., M.Sc.  (Pembimbing 2)
3. Dr. Gunawan Nugroho, S.T., M.T.  (Ketua Penguji)
4. Dr. Ridho Hantoro, S.T., M.T.  (Penguji 1)
5. Ir. Sarwono, M.M.  (Penguji 2)

SURABAYA
Juli, 2017

“Halaman ini memang dikosongkan”

ANALISIS PENGARUH SUSUNAN SUDUT *PITCH TUBE* TERHADAP KARAKTERISTIK ALIRAN FLUIDA DAN PERPINDAHAN PANAS YANG MELINTASI *SERRATED FIN TUBE*

Nama Mahasiswa : Dian Nilasari
NRP : 2415105018
Program Studi : S1 Teknik Fisika
Dosen Pembimbing : Ir. Harsono Hadi, MT. Ph.D.
Nur Laila Hamidah, ST. M.Sc.

Abstrak

Heat exchanger merupakan suatu media penukar energi panas antara dua atau lebih fluida dengan suhu yang berbeda. Dalam suatu sistem pembangkit, *heat exchanger* banyak ditemui misalnya *economizer*. *Economizer* terdiri dari pipa-pipa air yang disebut *tube*. *Tube* memiliki peran penting untuk meningkatkan efisiensi *economizer*. Pada penelitian ini dilakukan variasi sudut *pitch tube* yang melewati *serrated fin tube* dengan variasi kecepatan *inlet* 5 m/s dan 7 m/s. Sudut *pitch tube* merupakan suatu susunan peletakan *tube* berdasarkan sudut yang berhimpit diantara *inlet gas* dengan *pitch tube*. Sudut *pitch tube* terdiri dari sudut 30^0 , 45^0 , 60^0 , dan 90^0 yang memiliki pengaruh pada jarak *transversal* (ST) dan jarak *longitudinal* (SL). Penambahan *serrated fin tube* ini berfungsi untuk memperluas area perpindahan panas, sehingga akan mempercepat proses perpindahan panas. Dari hasil simulasi didapatkan kecepatan maksimal dan perpindahan panas paling besar terdapat pada susunan sudut *pitch tube* 30^0 . Hal ini terjadi karena susunan sudut *pitch tube* 30^0 memiliki jarak *transversal* (ST) yang paling kecil. Sehingga memiliki nilai kecepatan maksimal paling besar yang menimbulkan turbulensi pada area sekitar *serrated tube* yang dapat membantu proses perpindahan panas akan maksimal.

Kata kunci : *Economizer, Serrated Fin Tube, Sudut Pitch Tube*

“Halaman ini memang dikosongkan”

**ANALYSIS OF PITCH TUBE ANGLE ARRANGEMENT
EFFECT IN FLUID FLOW CHARACTERISTICS AND
HEAT TRANSFER ACROSS THE SERRATED FIN TUBE**

Name : Dian Nilasari
NRP : 2415105018
Study Program : S1 Teknik Fisika
Supervisor : Ir. Harsono Hadi, MT. Ph.D.
Nur Laila Hamidah, ST. M.Sc.

Abstract

Heat exchanger are a media of heat energy exchangers between two or more fluids with different temperatures. In a generator system, heat exchangers are commonly found example economizer. Economizer consists of water pipes called tubes. Tube has an important role to increase economizer efficiency. In this research, variation of pitch tube angle across serrated fin tube with variation velocity inlet 5 m / s and 7 m / s. The pitch tube angle is a tube layout based on the angle among inlet gas and pitch tube. The pitch tube angle consists of 30⁰, 45⁰, 60⁰, and 90⁰ which has an effect on the transverse distance (ST) and longitudinal distance (SL). The addition of the serrated fin tube serves to expand the heat transfer area, so that advance the heat transfer process. From the simulation results obtained the highly velocity maximum and heat transfer in the arrangement of the pitch tube 30⁰. Because the arrangement of the angle pitch tube 30⁰ has the smallest transverse distance (ST). So that has the maximum maximum speed value that cause turbulence in the area around the serrated tube that can help the process of heat transfer will be maximized.

Keywords : Economizer, Serrated Fin Tube, Pitch Angle Tube

“Halaman ini memang dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kepada Allah S.W.T, karena rahmat dan hikmat-Nya sehingga penulis diberikan kesehatan, kemudahan, dan kelancaran dalam menyusun laporan tugas akhir ini. Tidak lupa juga penulis menyampaikan ucapan terima kasih kepada keluarga dan para sahabat. Oleh karena dukungan mereka, penulis mampu menyusun laporan tugas akhir yang berjudul:

**“ANALISIS PENGARUH SUSUNAN SUDUT *PITCH TUBE*
TERHADAP KARAKTERISTIK ALIRAN FLUIDA DAN
PERPINDAHAN PANAS YANG MELINTASI *SERRATED*
FIN TUBE”**

Tugas akhir ini merupakan salah satu persyaratan akademik yang harus dipenuhi dalam Program Studi S-1 Teknik Fisika FTI-ITS. Penulis menyampaikan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Agus Muhamad Hatta, ST, MSi, Ph.D. selaku ketua departemen Teknik Fisika ITS.
2. Segenap keluarga yang telah memberikan dukungan penuh dalam penyelesaian tugas akhir ini.
3. Bapak Ir. Harsono Hadi, MT. Ph.D. dan Ibu Nur Laila Hamidah, ST. M.Sc. selaku dosen pembimbing tugas akhir ini, yang selalu memberikan semangat dan ide-ide baru.
4. Bapak Ir. Tutug Dhanardhono, MT. selaku dosen wali selama 5 tahun (D3 dan LJ) masa perkuliahan.
5. Bapak Dr. Gunawan Nugroho, ST, MT selaku ketua penguji dan kepala Labolatorium Rekayasa Energi dan Pengkondisian Lingkungan.
6. Bapak Dr. Ridho Hantoro, S.T., M.T. dan Bapak Ir. Sarwono, M.M. selaku dosen penguji.
7. Rekan-rekan LJ TF 2015 selaku rekan seperjuangan dari awal kuliah hingga tersusunnya laporan tugas akhir ini.
8. Hanif selaku rekan seperjuangan TA dan mentor CFD. Ade selaku *maintenance* laptop dan telah berbaik hati meminjamkan si hijau.

9. Rekan seperjuangan (Rima dan Jessi) yang telah bersama-sama mengerjakan tugas akhir ini.
10. Rekan-rekan dan laboran dari Laboratorium Rekayasa Energi dan Pengkondisian Lingkungan Teknik Fisika - ITS.
11. Segenap Bapak/Ibu dosen pengajar di departemen Teknik Fisika - ITS.

Penulis menyadari bahwa mungkin masih ada kekurangan dalam laporan ini, sehingga kritik dan saran penulis terima. Semoga laporan ini dapat berguna dan bermanfaat bagi penulis dan pihak yang membacanya.

Surabaya, 6 Juni 2017

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	I
PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI.....	V
LEMBAR PENGESAHAN.....	VIII
KATA PENGANTAR.....	XV
DAFTAR ISI.....	XVII
DAFTAR GAMBAR.....	XIX
DAFTAR TABEL.....	XXI
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Tugas Akhir.....	3
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Sistematika Laporan.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1 Heat Exchanger	5
2.2 Finned Tube.....	6
2.3 Susunan Dan Sudut Pitch Tube.....	8
2.4 Perpindahan Panas Pada Economizer.....	9
2.5 Aliran Eksternal Fluida	12
2.5 Konveksi Heat And Mass Transfer	14
2.6 Aliran Fluida Melintasi Tube Banks	16
2.7 Overall Heat Transfer Coefficient (U_o)	21
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	23
3.1 Skema Diagram Alir Penelitian.....	23
3.2 Data Parameter	24
3.3 Simulasi Desain.....	25
3.4 Validasi Penelitian.....	31
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN.....	33
4.1 Analisis Pengaruh Penambahan Serrated Fin Tube.....	33
4.2 Analisis Pengaruh Susunan Sudut Pitch Terhadap Kecepatan Aliran.....	38
4.3 Analisis Pengaruh Susunan Sudut Pitch Terhadap Nilai Reynold Number.....	42

4.4 Analisis Pengaruh Susunan Sudut Pitch Terhadap Nilai Koefisien Perpindahan Panas.....	44
4.5 Analisis Pengaruh Susunan Sudut Pitch Terhadap Suhu	44
4.6 Analisis Pengaruh Susunan Sudut Pitch Terhadap Nilai Pressure Drop.....	49
4.7 Analisis Pengaruh Susunan Sudut Pitch Terhadap Nilai Overall Heat Transfer Coefficient	50
4.8 Pembahasan	51
BAB V PENUTUP	55
5.1 Kesimpulan.....	55
5.2 Saran	55
DAFTAR PUSTAKA	57

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 (a) Individually Finned Tubes; (b) Flat or Continuous Fins pada Susunan Tube	7
Gambar 2. 2 Individually Finned Tubes	7
Gambar 2. 3 Tube Pitch dan Layout	9
Gambar 2. 4 Boundary layer dan separasi pada silinder sirkular di cross flow (Incopera, DeWitt, Lavine, & Bergman, 2006)	12
Gambar 2. 5 Profil kecepatan pada dinding silinder (Incopera, DeWitt, Lavine, & Bergman, 2006).....	13
Gambar 2. 6 Pengaruh Turbulensi Terhadap Separasi (Incopera, DeWitt, Lavine, & Bergman, 2006).....	14
Gambar 2. 7 Skema Tubebank dengan aliran yang melintasi Tube (Incopera, DeWitt, Lavine, & Bergman, 2006)	16
Gambar 2. 8 Susunan <i>Tubebanks</i> (a) <i>Aligned</i> (b) <i>Staggered</i> (Incopera, DeWitt, Lavine, & Bergman, 2006)	17
Gambar 2. 9 Kondisi aliran pada susunan (a) <i>Aligned</i> dan (b) <i>staggered</i> (Incopera, DeWitt, Lavine, & Bergman, 2006)	18
Gambar 2. 10 Faktor gesekan dan faktor koreksi pada susunan pipa <i>aligned</i> (Incopera, DeWitt, Lavine, & Bergman, 2006)	20
Gambar 2. 11 Faktor gesekan dan faktor koreksi pada susunan pipa <i>staggered</i> (Incopera, DeWitt, Lavine, & Bergman, 2006)	20
Gambar 3. 1 Skema Diagram Alir Penelitian	23
Gambar 3. 2 Geometri (a) Sudut 30 ⁰ , (b) Sudut 45 ⁰ , (c) sudut 60 ⁰ , dan (d) sudut 90 ⁰	26
Gambar 3. 3 Hasil Meshing Secara Keseluruhan	26
Gambar 3. 4 Hasil <i>Meshing Serrated Fin</i>	27
Gambar 3. 5 Hasil Meshing Tube	27
Gambar 4. 1 Distribusi Kecepatan Aliran (a) Tanpa Serrated Fin Tube, (b) Ditambahkan Serrated Fin Tube	34

Gambar 4. 2	Grafik Kecepatan Maksimum Tanpa Serrated Fin Tube dan Ditambah Serrated Fin Tube	34
Gambar 4. 3	Distribusi Suhu (a) Tanpa <i>Serrated Fin Tube</i> , (b) Ditambah <i>Serrated Fin Tube</i>	36
Gambar 4. 4	Grafik Suhu Outlet Tanpa Fin dan Ditambah Serrated Fin	36
Gambar 4. 5	Distribusi Kecepatan Dengan Kecepatan <i>Inlet</i> 5 m/s Pada Sudut <i>Pitch</i> (a) 30 ⁰ , (b) 45 ⁰ , (c) 60 ⁰ , dan (d) 90 ⁰	38
Gambar 4. 6	Kecepatan Maksimum Pada Variasi Kecepatan <i>Inlet</i> 5 m/s	39
Gambar 4. 7	Distribusi Kecepatan Dengan Kecepatan <i>Inlet</i> 7 m/s Pada Sudut <i>Pitch</i> (a) 30 ⁰ , (b) 45 ⁰ , (c) 60 ⁰ , dan (d) 90 ⁰	40
Gambar 4. 8	Kecepatan Maksimum Pada Variasi Kecepatan <i>Inlet</i> 7 m/s	41
Gambar 4. 9	Kecepatan Maksimum Masing-masing Variasi Kecepatan <i>Inlet</i>	42
Gambar 4. 10	Pengaruh Variasi Sudut <i>Pitch</i> dan Jarak S_T/S_L Terhadap Reynold Number	43
Gambar 4. 11	Pengaruh Variasi Sudut <i>Pitch</i> dan Jarak S_T/S_L Terhadap Koefisien Perpindahan Panas	44
Gambar 4. 12	Distribusi Suhu Dengan Kecepatan <i>Inlet</i> 5 m/s Pada Sudut <i>Pitch</i> (a) 30 ⁰ , (b) 45 ⁰ , (c) 60 ⁰ , dan (d) 90 ⁰	45
Gambar 4. 13	Suhu <i>Outlet</i> Pada Variasi Kecepatan <i>Inlet</i> 5 m/s	46
Gambar 4. 14	Distribusi Suhu Dengan Kecepatan <i>Inlet</i> 7 m/s Pada Sudut <i>Pitch</i> (a) 30 ⁰ , (b) 45 ⁰ , (c) 60 ⁰ , dan (d) 90 ⁰	47
Gambar 4. 15	Suhu <i>Outlet</i> Pada Variasi Kecepatan <i>Inlet</i> 7 m/s	48
Gambar 4. 16	Suhu <i>Outlet</i> Pada Masing-masing Variasi Kecepatan <i>Inlet</i>	49
Gambar 4. 17	Nilai Pressure drop Pada Setiap Variasi.....	50

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Geometri dari Tube Susunan Sudut Pitch Tube.....	9
Tabel 2. 2 Konstanta untuk Persamaan silinder pada cross flow (Incopera, DeWitt, Lavine, & Bergman, 2006)	15
Tabel 3. 1 Data Parameter Desain Geometri Serrated Fin Tube.....	24
Tabel 3. 2 Data Parameter Fluida	24
Tabel 3. 3 Variasi Jarak ST dan SL	25
Tabel 3. 4 Data Hasil Meshing	27
Tabel 3. 5 Parameter Fluida Gas.....	29
Tabel 3. 6 Parameter Fluida Solid (Steel).....	29
Tabel 3. 7 Parameter Boundary Condition	30
Tabel 3. 8 Monitoring Solution	30
Tabel 4. 1 Nilai Overall Heat Transfer Coefficient	51

“Halaman ini memang dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Heat exchanger merupakan suatu alat yang digunakan sebagai media penukar energi panas antara dua atau lebih fluida yang memiliki suhu yang berbeda. Pada umumnya, di dalam *heat exchanger* fluida dipisahkan dengan permukaan perpindahan panas dan secara ideal suhu fluida tidak bercampur. *Heat exchanger* sering diaplikasikan dalam berbagai bidang diantaranya pada industri proses, pembangkit listrik, *petroleum*, transportasi, pendingin ruangan dan sebagainya. Dalam proses pembangkit *heat exchanger* banyak ditemui beberapa komponen, salah satunya adalah *economizer*.

Economizer terdiri dari pipa-pipa air yang ditempatkan pada lintasan gas asap. Pipa-pipa *economizer* dibuat dari bahan baja atau besi tuang yang sanggup untuk menahan panas dan tekanan tinggi. *Economizer* berfungsi sebagai komponen untuk memanaskan air di dalam pipa secara konveksi dan konduksi. Sehingga proses penguapan lebih ringan dengan memanfaatkan gas buang yang masih tinggi sehingga memperbesar efisiensi *heat exchanger* karena dapat memperkecil kerugian panas pada *heat exchanger* tersebut (Sitepu, 2010). Pipa-pipa di dalam *heat exchanger* disebut juga *tube*. *Tube* di dalam *economizer* tersebut berfungsi untuk mengalirkan aliran fluida yang kemudian dipanaskan oleh uap disekitar pipa. Aliran eksternal yang mengalir disekitar *tube* mempengaruhi karakteristik aliran disekitar *tube*. Susunan dari *tube* juga mempengaruhi karakteristik aliran disekitar *tube*. Susunan dari *tube* ada dua tipe yaitu *aligned* dan *staggered* (McIlwain, A Comparison of Heat Transfer Around a Single Serrated Finned Tube and a Plain Finned Tube, 2010). Dalam meningkatkan performansi *tube* penambahan *fin* pada *tube* akan meningkatkan perpindahan panas. Model *fin tube* pada *heat exchanger* ada beberapa macam seperti *annular*, *studded*, *plain*, *serrated*, dan lainnya. Pada penelitian sebelumnya telah dilakukan penelitian tentang pengaruh *fin tube* dengan membandingkan

karakteristik *plain tube* dan *serrated tube* dengan menggunakan metode CFD. Dari hasil percobaan tersebut didapatkan bahwa *serrated tube* memiliki perpindahan panas yang lebih baik dari pada *plain fin*. Namun *serrated fin tube* pada beberapa keadaan lebih sering terjadi turbulensi disekitar *tube*. Model *serrated fin tube* memiliki perpindahan panas yang lebih baik dari pada *plain tube* (Mcilwain, 2010). Selain itu *sudut pitch* mempengaruhi karakteristik aliran di sekitar *tube*, karena sudut susunan *tube* mempengaruhi *longitudinal pitch* (S_L) dan *transversal pitch* (S_T).

Penelitian untuk meningkatkan performansi *tube* dilakukan dengan variasi susunan *tube* pada *heat exchanger* dengan susunan *aligned* dan *staggered*. Dalam susunan pipa tersebut dipengaruhi oleh jarak *longitudinal pitch* (S_L) dan *transversal pitch* (S_T). Dari hasil penelitian ini didapatkan bahwa nilai koefisien perpindahan panas terbaik ada pada susunan *staggered*. Hal ini dikarenakan susunan *staggered* memiliki celah transversal lebih kecil. Sehingga perpindahan panas yang terjadi lebih optimal bila dibandingkan dengan susunan *aligned* (Khotimah, 2016). Selain itu ada juga penelitian yang menganalisa tentang pengaruh *pitch ratio longitudinal* dan *transversal* yang melewati *straggred elliptical tube banks*. Pada penelitian ini memodifikasi bentuk *tube* dari silinder sirkular menjadi silinder *ellips* untuk meningkatkan perpindahan panas sisi eksternal (Nazilah & Widodo, 2016). Penelitian ini akan dilakukan analisa pengaruh sudut *pitch tube* terhadap karakteristik aliran fluida dan perpindahan panas yang melintasi *serrated fin tube economizer*.

1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah dijelaskan diatas, maka perumusan masalah yang akan diangkat untuk mengarahkan penelitian Tugas Akhir ini yaitu:

- a. Bagaimana pengaruh susunan sudut *pitch* terhadap karakteristik aliran fluida dan perpindahan panas yang melintasi *serrated fin tube economizer* dengan menggunakan *Computational Fluid Dynamics* (CFD)?

- b. Bagaimana pengaruh kecepatan aliran fluida (dengan variasi 5 m/s dan 7 m/s) terhadap performansi *Economizer* dengan menggunakan *Computational Fluid Dynamics* (CFD)?

1.3 Tujuan Tugas Akhir

Tujuan dari penelitian ini berdasarkan permasalahan yang diuraikan, adalah sebagai berikut ini:

1. Mengetahui pengaruh susunan sudut *Tube* yang mempengaruhi *transversal pitch* dan *longitudinal pitch* pada *economizer* terhadap distribusi kecepatan dan temperatur pada sisi luar *serrated fin tube* dengan menggunakan *computational fluid dynamic* (CFD).
2. Mengetahui pengaruh kecepatan aliran fluida (dengan variasi 5 m/s dan 7 m/s) terhadap performansi *Economizer* dengan menggunakan *Computational Fluid Dynamics* (CFD).

1.4 Batasan Masalah

Untuk memfokuskan penyelesaian masalah pada penelitian tugas akhir maka batasan masalah yang diangkat adalah sebagai berikut:

- a. Pemodelan geometri *serrated fin tube* dengan susunan sudut 30^0 , 45^0 , 60^0 , dan 90^0 .
- b. Variasi aliran fluida yang digunakan adalah 5 m/s dan 7 m/s.
- c. Simulasi untuk mengetahui profil aliran menggunakan *Computational Fluid Dynamic* (CFD) dengan Persamaan ialah RNG *k- epsilon* (*Renormalization Group*) *model*.
- d. Aliran pada alat penukaran panas adalah *steady-flow*, *incompresble flow*, dan *uniform* pada sisi *inlet*.
- e. *Boundary condition* pada sisi *inlet* berupa *velocity inlet* dan pada sisi *outlet* berupa *outflow*.

1.5 Sistematika Laporan

Laporan ini terdiri atas lima bab. Bab 1 berisi pendahuluan yang memaparkan latar belakang, permasalahan, tujuan, dan sistematika laporan. Bab 2 berisi tentang teori pendukung yang menunjang penelitian yang dilakukan. Bab 3 berisi metodologi

penelitian yang memaparkan tentang peralatan dan prosedur penelitian. Bab 4 hasil dan pembahasan yang berisi pembahasan terkait hasil dari simulasi. Dan Bab 5 penutup berisi kesimpulan dan saran.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 *Heat Exchanger*

Heat exchanger merupakan alat penukar panas yang digunakan sebagai penukar energi panas antara dua atau lebih fluida dengan suhu fluida berbeda. Pada umumnya di dalam *heat exchanger*, fluida dipisahkan dengan permukaan perpindahan panas dan secara ideal tidak bercampur. *Heat exchanger* banyak digunakan pada berbagai instalasi industri, seperti *boiler*, *kondensor*, *cooler*, *cooling tower*, dan lainnya. Tujuan perpindahan panas di dalam industri, untuk memanaskan atau mendinginkan fluida sehingga mencapai suhu tertentu yang digunakan sebagai persyaratan agar dapat dilakukan prose selanjutnya. Proses perpindahan panas pada *heat exchanger* terdiri secara langsung maupun tidak langsung. Perpindahan panas secara langsung terjadi pada fluida panas yang akan langsung tercampur secara langsung dengan fluida dingin atau tanpa ada pemisah dalam suatu ruangan tertentu (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2005). Contohnya pada *cooling tower* untuk mendinginkan air pendingin kondenser pada instalasi mesin pendingin sentral. Sedangkan perpindahan panas secara tidak langsung, antara fluida panas dan fluida dingin tidak saling berhubungan. Jadi di dalam proses perpindahan panas ini terdapat suatu media, seperti pipa, pelat, atau perantara lainnya. Contoh dari penukar energi ini adalah *evaporator*, *economizer*, atau radiator mobil.

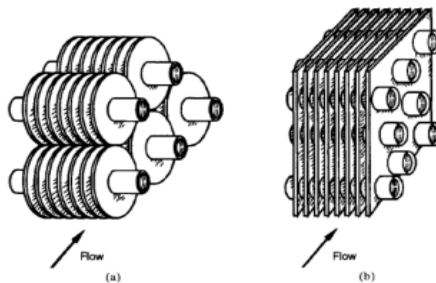
Dalam proses pembangkit, *heat exchanger* sering ditemui adalah *economizer*. *Economizer* yang terdapat pada boiler memiliki peranan penting dalam memberikan efisiensi *thermal boiler*. *Economizer* di dalam boiler berfungsi untuk meng-*recover* energi dari gas buang sebelum nantinya gas tersebut akan dibuang ke atmosfer. *Economizer* tersusun dari pipa-pipa yang dialiri *feed water* yang dilalui oleh fluida panas. Pipa-pipa di dalam *economizer* disebut juga sebagai tube. Tube yang berfungsi untuk memanaskan *feed water* sebelum memasuki *steam drum* atau *furnaces*. *Economizer* memiliki tujuan agar mengurangi biaya

operasi atau membuat bahan bakar lebih ekonomis dengan memperoleh kembali energi lebih dari gas buang. *Economizer* juga mengurangi potensi dari *thermal shock* dan fluktuasi suhu air yang kuat. Tujuan utama desain *economizer* adalah untuk mendapatkan perpindahan panas yang diperlukan dengan biaya yang minimum. Kriteria desain untuk *economizer* adalah maksimum kecepatan gas buang yang diijinkan. Semakin tinggi kecepatan memberikan perpindahan panas yang lebih baik dengan mengurangi biaya (Akbar, Suryadi, & Prastyo, 2009).

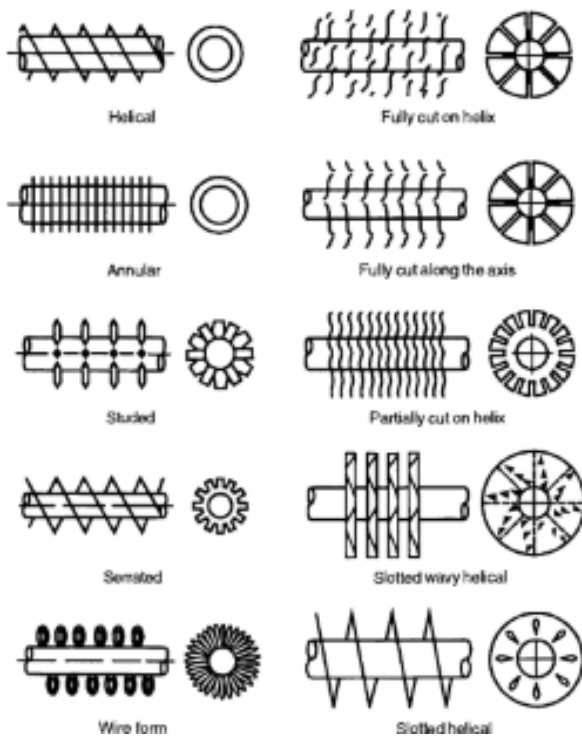
2.2 *Finned Tube*

Tube adalah media pemisah antara dua zat yang memiliki suhu yang berbeda. Pemilihan *tube* harus sesuai dengan suhu, tekanan, dan sifat korosi fluida yang mengalir. *Tube* memiliki dua tipe, yaitu tube polos (*bare tube*) dan tube bersirip (*finned tube*).

Di dalam tipe *exchangers* ini, *tube* lingkaran dan persegi panjang adalah bentuk yang paling sering digunakan, selain dua bentuk tersebut, bentuk *tube* elips juga digunakan. *Fins*, secara umum digunakan pada sisi luar, tapi *fins* dapat juga digunakan pada bagian dalam *tube* untuk beberapa aplikasi. *Fin* menempel pada *tubes* dengan cara mekanik, *tension winding*, menggunakan perekat (*adhesive bonding*), disolder, *brazing*, pengelasan, atau ekstrusi. Berdasarkan tipe *fin*, *finned tube* dikategorikan sebagai berikut : (1) *individually finned tube exchanger*, memiliki bentuk *fin* yang normal pada *individual tubes*; (2) *Continuous finned tubes*, (3) *longitudinal fins* pada *individual tubes*. *Tube-fin exchanger* dapat menahan tekanan tinggi pada sisi *tube*. Suhu tertinggi dibatasi oleh jenis *bonding*, material yang digunakan, dan ketebalan material. *Tube fin exchanger* dengan densitas luas permukaan $3300 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ($1000 \text{ ft}^2/\text{ft}^3$) yang tersedia secara komersial. Pada sisi *tube*, luas permukaan yang diinginkan dapat digunakan dengan menggunakan kerapatan *fin* yang tepat dan geometri *fin*. Tipikal kerapatan *fin* bervariasi dari 250 sampai 800 *fins/m* (6 – 20 *fins/in*), ketebalan *fins* bervariasi dari 0.08 sampai 0.25 mm (0.003 – 0.010 in), dan panjang aliran *fins* dari 25 sampai 250 mm (1 – 10 in) (Shah & Sekulic, 2003).



Gambar 2. 1 (a) *Individually Finned Tubes*; (b) *Flat or Continuous Fins* pada Susunan Tube (Shah & Sekulic, 2003)



Gambar 2. 2 *Individually Finned Tubes* (Shah & Sekulic, 2003)

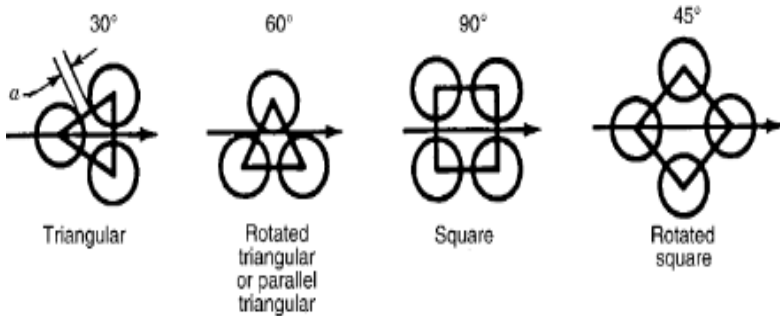
2.3 Susunan dan Sudut *Pitch Tube*

Pemilihan susunan *tube* (*tube layout*) akan mempengaruhi baik atau buruk dari perpindahan panas di dalam *heat exchanger*. Selain mempertimbangkan perpindahan panas, dalam menentukan susunan *tube* perlu dipertimbangkan sistem pemeliharaan yang akan dilakukan. Sistem pembersihan *tube* dengan mekanik atau secara kimiawi akan mempengaruhi pemilihan dari susunan *tube*.

Dua tipe standar dari susunan *tube* adalah *square* dan *equilateral triangle*, yang ditunjukkan pada Gambar 2.3. *Pitch equilateral* dapat diorientasikan pada sudut 30° atau 60° ke arah aliran, dan *pitch square* pada sudut 45° dan 90° . Sudut *pitch tube* $30^\circ, 45^\circ$, dan 60° merupakan susunan *staggered*, dan 90° merupakan susunan *inline*. Dapat diidentifikasi dari *tube pitch* dan *flow rate*, susunan *tube* dengan urutan penurunan koefisien perpindahan panas sisi *tube* dan penurunan tekanan adalah: 30° , 45° , 60° , dan 90° . Dengan demikian tata letak 90° akan memiliki koefisien perpindahan panas terendah dan penurunan tekanan terendah.

Square pitch (90° atau 45°) digunakan saat *jet* atau pembersihan mekanis diperlukan di sisi *tube*. *Square pitch* umumnya tidak digunakan dalam desain *tube* tetap karena pembersihan tidak layak dilakukan. *Triangular pitch* memberikan pengaturan yang lebih sederhana, biasanya menghasilkan *shell* yang lebih kecil dan lebar. Oleh karena itu, lebih disukai bila tekanan diantara kedua fluida itu besar. Bila diperlukan pembersihan mekanis, tata letak 45° lebih disukai untuk aliran laminar atau turbulen fluida fasa tunggal dan untuk cairan kondensasi pada sisi *shell*. Jika penurunan tekanan terbatas pada sisi *shell*, tata letak 90° digunakan untuk arus turbulen. Untuk aplikasi *boiling*, tata letak 90° lebih disukai, karena menyediakan jalur pelepas uap. Namun, jika pembersihan mekanis tidak diperlukan, tata letak 30° lebih disukai untuk laminar fase tunggal atau aliran turbulen dan aplikasi kondensasi yang melibatkan kisaran ΔT tinggi (campuran kondensabel). Tata letak 60° lebih disukai untuk aplikasi kondensasi yang melibatkan kisaran ΔT rendah (umumnya, kondensasi uap murni) dan untuk aplikasi

mendidih. Horizontal *tube bundles* digunakan untuk kondensasi sisi *shell* atau penguapan (Shah & Sekulic, 2003).



Gambar 2. 3 Tube Pitch dan Layout (Shah & Sekulic, 2003)

Untuk menganalisa *pressure drop* dan koefisien *heat transfer*, diperlukan potongan dari masing-masing sudut *pitch*. Perbedaan susunan sudut *tube* mempengaruhi *transerval pitch* dan *longitudinal pitch* yang dapat dilihat pada Tabel 2.1.

Tabel 2. 1 Geometri dari Tube Susunan Sudut Pitch Tube (Shah & Sekulic, 2003)

<i>Sudut Pitch</i>	<i>Transerval Tube Pitch</i>	<i>Longitudinal Tube Pitch</i>
30 ⁰	p_t	$\frac{\sqrt{3}}{2} p_t$
45 ⁰	$\sqrt{2} p_t$	$\frac{p_t}{\sqrt{2}}$
60 ⁰	$\sqrt{3} p_t$	$\frac{p_t}{2}$
90 ⁰	p_t	p_t

2.4 Perpindahan Panas Pada *Economizer*

a. Perpindahan Panas Konduksi

Perpindahan panas secara konduksi adalah proses dengan panas mengalir dari daerah yang bersuhu lebih tinggi ke daerah yang bersuhu lebih rendah di dalam suatu medium (padat, cair atau

gas) atau antara medium-medium yang berlainan yang bersinggungan secara langsung. Dalam aliran panas konduksi, perpindahan energi terjadi karena hubungan molekul secara langsung tanpa adanya perpindahan molekul yang cukup besar. Menurut teori kinetik, suhu elemen suatu zat sebanding dengan energi kinetik rata-rata molekul yang membentuk elemen itu. Energi yang dimiliki oleh suatu elemen zat yang disebabkan oleh kecepatan dan positif relative molekul-molekulnya disebut energi dalam. Jadi, semakin cepat molekul-molekul bergerak, semakin tinggi suhu maupun energi dalam elemen zat. Bila molekul-molekul di satu daerah memperoleh energi kinetik rata-rata yang lebih besar daripada yang dimiliki oleh molekul-molekul di suatu daerah yang berdekatan, sebagaimana diwujudkan oleh adanya beda suhu, maka molekul-molekul yang memiliki energi yang lebih besar itu akan memindahkan sebagian energinya kepada molekul-molekul di daerah yang bersuhu lebih rendah. Konduksi adalah satu-satunya mekanisme dimana panas dapat mengalir dalam zat padat yang tidak tembus cahaya. Konduksi penting pula dalam fluida fluida, tetapi di dalam medium yang bukan padat biasanya tergabung dengan konveksi (Kreith, 2011).

Perpindahan panas secara konduksi ini termuat dalam hukum Fourier yaitu:

$$q_k = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

Keterangan :

- q_k = Laju perpindahan panas konduksi (Watt, Btu/h)
- k = Konduktifitas termal (W/m.°C, Btu/h.ft.°F)
- A = Luas penampang (m², ft²)
- dT = Perbedaan temperatur (°C, °F)
- dx = Perbedaan jarak (m, ft)

b. Perpindahan Panas Konveksi

Perpindahan panas konveksi adalah proses perpindahan energi dengan kerja gabungan dari konduksi panas, penyimpanan energi dan gerakan mencampur. Konveksi sangat penting sebagai mekanisme perpindaahn energi antara permukaan benda padat dan

cairan atau gas. Perpindahan energy dengan cara konveksi dari suatu permukaan yang suhunya di atas suhu fluida sekitarnya berlangsung dalam beberapa tahap. Pertama, panas akan mengalir dengan cara konduksi dari permukaan ke partikel-partikel fluida yang berbatasan. Energi yang berpindah dengan cara demikian akan menaikkan suhu dan energi dalam partikel-partikel fluida ini. Kemudian partikel-partikel fluida ini. Kemudian partikel-partikel fluida tersebut akan bergerak ke daerah yang bersuhu lebih rendah di dalam fluida dimana mereka akan bercampur, dan memindahkan sebagian energinya kepada partikel-partikel fluida lainnya (Kreith, 2011).

Perpindahan panas secara konveksi terjadi melalui 2 cara, yaitu :

Konveksi bebas/konveksi alamiah (*free convection/natural convection*), adalah perpindahan panas yang disebabkan oleh beda suhu dan beda rapat saja dan tidak ada tenaga dari luar yang mendorongnya.

Konveksi paksaan (*forced convection*), adalah perpindahan panas yang aliran panas yang aliran gas atau cairannya disebabkan adanya tenaga dari luar.

Persamaan dasar dari konsep perpindahan panas konveksi adalah hukum Newton. Hukum Newton dinyatakan dengan :

$$q_c = h_k A (T_w - T_s) \quad (2.2)$$

$$hk_{bebas} = \frac{0.53 \times (Gr * Pr)^{0.25} \times Ku}{l}$$

$$hk_{paksa} = \frac{\left(0.4 \times (Re)^{\frac{1}{2}}\right) + \left(0.06 \times (Re)^{\frac{1}{2}}\right) \times (Pr)^{\frac{2}{5}} \times k^{0.25}}{D}$$

Keterangan :

q_c = Laju perpindahan panas konveksi (Watt, Btu/h)

h_k = Koefisien perpindahan panas konveksi ($W/m^2 K$, Btu/h ft^2 $^{\circ}F$)

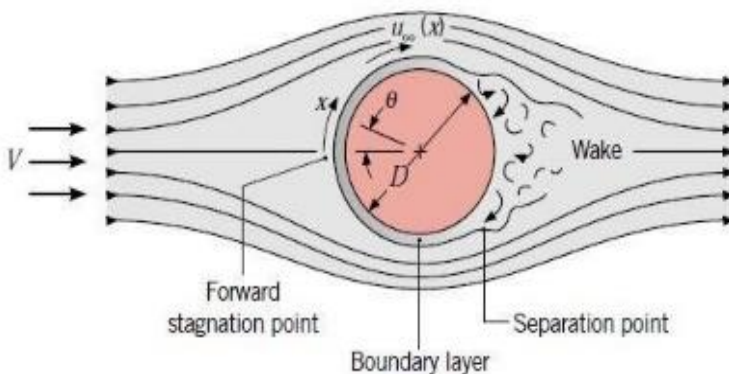
- A = Luas bidang permukaan perpindahan panas (m^2 , ft^2)
 T_w = Temperature dinding ($^{\circ}\text{C}$, K)
 T_s = Temperature sekeliling ($^{\circ}\text{C}$, K)
 Gr = Bilangan Grasshof
 Pr = Bilangan Prandtl
 Re = Bilangan Reynold
 l = Panjang Silinder (mm)
 K_u = Koefisien Udara (W/m.K)
 D = Diameter Pipa (mm)

Perpindahan panas konveksi terbagi menjadi 2 macam yaitu perpindahan panas konveksi bebas dan paksa. Bebas dimana perpindahan panas tersebut tanpa ada kecepatan angin yang mempengaruhi. Sedangkan paksa karena dipengaruhi oleh kecepatan angin.

2.5 Aliran Eksternal Fluida

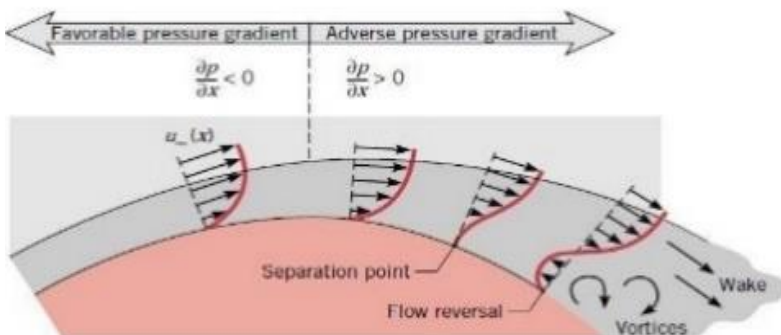
a. Aliran fluida pada silinder tunggal

Aliran eksternal pada umumnya melintasi silinder tunggal dengan arah aliran tegak lurus terhadap sumbu silinder. Dapat dilihat pada Gambar 2.4 (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2005).



Gambar 2. 4 *Boundary Layer dan Separasi Pada Silinder Sirkular di Cross Flow (Incropera, DeWitt, Lavine, & Bergman, 2006)*

Aliran eksternal yang melintasi silinder akan terhenti pada daerah *forward stagnation point*, yang kemudian akan meningkat tekanan dari aliran fluida tersebut. Oleh karena itu, tekanan akan turun dengan meningkatnya nilai x , *streamline coordinate*, dan *boundary layer* yang dipengaruhi oleh *favorable pressure gradient* ($dp/dx < 0$). Berdasarkan Persamaan *euler* untuk aliran *inviscid*, kecepatan aliran fluida, $u_\infty(x)$, berbanding terbalik dengan tekanan pada kontur permukaan silinder, $p(x)$. Dimulai dari titik *stagnasi* dengan tekanan yang besar $u_\infty = 0$, fluida akan mengalami akselerasi karena *favorable pressure gradient* ($du_\infty/dx > 0$ ketika $dp/dx < 0$), mencapai kecepatan maksimum pada $dp/dx = 0$. Dan mengalami perlambatan karena adanya *adverse pressure gradient* ($du_\infty/dx < 0$ ketika $dp/dx > 0$). Ketika fluida mengalami perlambatan, gradien kecepatan pada permukaan, $\partial u / \partial y|_{y=0}$ menjadi nol, seperti ditunjukkan pada Gambar 2.5 Pada bagian tersebut merupakan titik separasi. Fluida didekat permukaan kekurangan momentum untuk melawan gradien tekanan sehingga fluida tidak akan dapat bergerak maju dan *wake* akan terjadi pada daerah *downstream* (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2005).



Gambar 2. 5 Profil kecepatan pada dinding silinder (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2005)

Terbentuknya transisi lapisan batas tergantung pada bilangan *Reynolds* serta posisi dari titik separasi. Untuk silinder sirkular

panjang karakteristik diameter dan bilangan *Reynolds* didefinisikan seperti Persamaan 2.3.

$$Re_D = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (2.3)$$

Keterangan :

Re_D = Bilangan *Reynold*

ρ = (kg/m³)

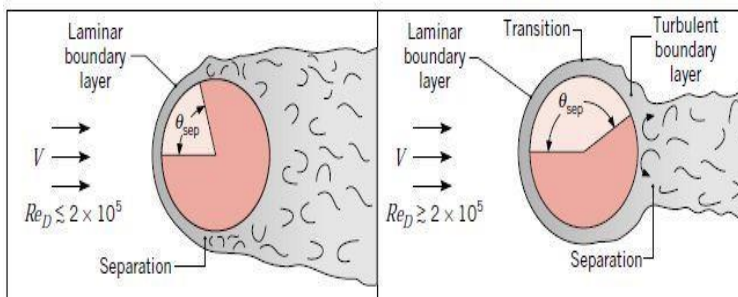
V = Kecepatan Maksimal Fluida (m/s)

D = Diameter Luar (m)

μ = *Viscosity* (kg/s.m)

ν = *Kinematic Viscosity* (kg/s.m)

Karena momentum aliran pada lapisan batas turbulen lebih besar dibandingkan dengan lapisan batas laminar. Oleh sebab itu dapat menunda terjadinya separasi. Jika $Re_D \leq 2 \times 10^5$, lapisan batasnya laminar dengan sudut separasi $\theta \approx 80^\circ$ (Gambar 2.6). Akan tetapi ketika $Re_D \geq 2 \times 10^5$ akan terbentuk lapisan batas transisi dan separasi ditunda menjadi $\theta \approx 140^\circ$.



Gambar 2. 6 Pengaruh Turbulensi Terhadap Separasi (Incopera, DeWitt, Lavine, & Bergman, 2006)

2.5 Konveksi *Heat and Mass Transfer*

Hasil dari sebuah eksperimen mengenai variasi nilai *Nusselt Number* dengan nilai θ ditunjukkan dengan Gambar 5 untuk

silinder dengan udara *cross flow*. Tidak seperti yang diharapkan, hasilnya dipengaruhi oleh karakter dari lapisan batas yang ada pada permukaan. Kondisi yang diasumsikan $Re_D \leq 10^5$. Mulai dari *stagnation point*, nilai Nu_θ menurun dengan meningkatnya θ sebagai hasil dari lapisan batas laminar. Meskipun begitu, nilai minimum tercapai pada $\theta \approx 80^\circ$, dimana terjadi separasi dan nilai Nu_θ meningkat akibat adanya turbulensi fluida yang disebabkan oleh terbentuknya *vortex* pada daerah *wake*.

Dengan adanya perkembangan lebih lanjut pada lapisan batas turbulensi, nilai Nu_θ dapat menurun kembali. Berdasarkan sudut pandang *engineering*, kondisi rata-rata secara keseluruhan lebih diperhatikan. Korelasi empiris menurut Hilpert yang telah dimodifikasi untuk menjelaskan variasi *Prandtl numbers*.

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = C Re_D^m Pr^{\frac{1}{3}} \quad (2.4)$$

Keterangan :

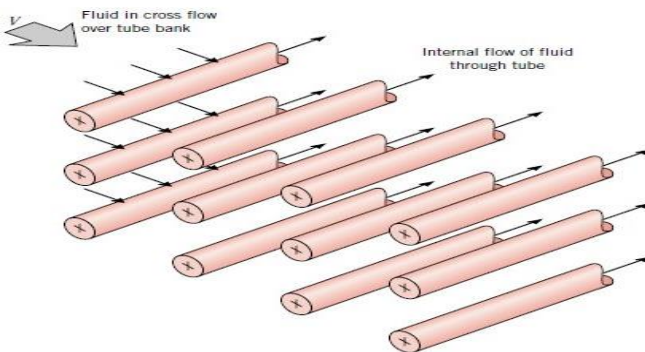
- Nu_D = Bilangan Nusselt
- h = Koefisien Perpindahan Panas Konveksi (W/m.K)
- D = Diameter luar (m)
- k = Konduktivitas Termal (W/m.K)
- C = Konstanta C, nilai $Pr \geq 0.7$ tercantum pada Tabel 2.2
- m = Konstanta m, nilai $Pr \geq 0.7$ tercantum pada Tabel 2.2
- Re = Bilangan Reynold
- Pr = Bilangan Prandtl

Tabel 2. 2 Konstanta Untuk Persamaan Silinder Pada *Cross Flow*
(*Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2005*)

ReD	C	M
0.4 – 4	0.98	0.330
4 – 40	0.91	0.385
40 – 4000	0.68	0.466
4000 – 40.000	0.19	0.618
40.000 – 400.000	0.02	0.805

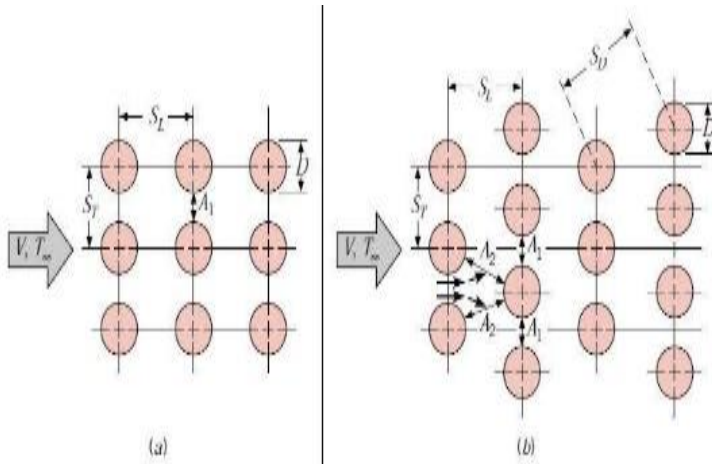
2.6 Aliran Fluida Melintasi *Tube Banks*

Perpindahan panas yang masuk maupun keluar dari *tube* bank pada *cross flow* banyak ditemui dalam aplikasi industri, seperti pada *boiler* atau pendingin ruangan. Susunan geometri ditunjukkan pada Gambar 2.8. Secara khusus, suatu fluida keluar dari *tube* dan fluida lain dengan suhu yang berbeda melewati *tube*.



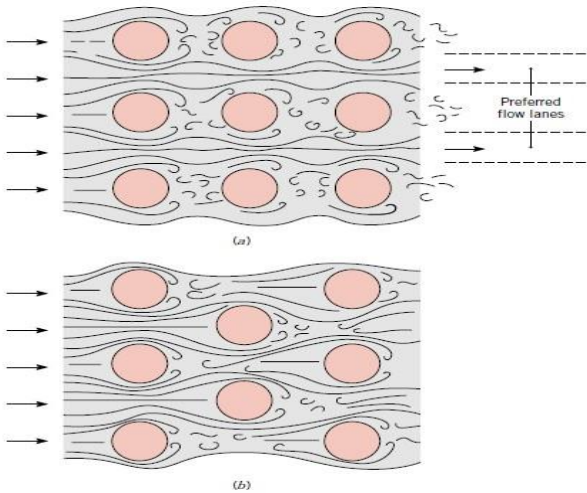
Gambar 2. 7 Skema Tubebank dengan aliran yang melintasi *Tube* (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2005)

Ada 2 tipe susunan *tube* yaitu *aligned* dan *staggered* dengan arah aliran kecepatan (V) seperti pada Gambar 2.8. Konfigurasi yang ada dengan ditandai oleh diameter *tube* D , *transerval pitch* (ST) dan *longitudinal pitch* (SL) yang diukur diantara bagian tengah *tube*. Kondisi aliran di dalam bank didominasi dari efek separasi lapisan batas dan interaksi pada bagian *wake*, yang memberi pengaruh pada konveksi *heat transfer*.



Gambar 2. 8 Susunan *Tubebanks* (a) *Aligned* (b) *Staggered* (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2005)

Aliran yang melintasi *tube* pada baris pertama pada *tube bank* serupa dengan aliran yang melintasi *tube* tunggal secara tegak lurus. Untuk baris *tube* berikutnya, aliran sangat dipengaruhi oleh susunan *tube*. Tingkat turbulensi aliran yang melintasi *tube* dan jumlah baris memberikan pengaruh pada koefisien konveksi. Pada umumnya nilai koefisien konveksi akan bertambah dengan bertambahnya jumlah baris sampai baris kelima, setelah itu hanya akan ada sedikit perubahan pada nilai koefisien konveksi. Untuk nilai SL yang besar berpengaruh pada baris *upstream* akan menurun, dan perpindahan panas di dalam baris *downstream* tidak bertambah. Oleh karena itu, pada susunan *aligned tube* perbandingan antara ST dan SL kurang 0.7 tidak disarankan. sedangkan pada susunan *staggered tube*, arah aliran yang terjadi berkelok, dan bercampur dengan *crossflow* sehingga akan relative meningkat dibandingkan dengan susunan *aligned tube*. Secara umum, peningkatan perpindahan panas yang baik melalui banyak kelok aliran seperti pada susunan *staggered tube*. fenomena ini berlaku untuk *reynold number* kecil yaitu kurang dari 100. Kondisi aliran bergantung pada susunan *tube bank* seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 2.10.



Gambar 2. 9 Kondisi aliran pada susunan (a) *Aligned* dan (b) *staggered* (Incopera, DeWitt, Lavine, & Bergman, 2006)

Berikut ini korelasi *reynold number* ($Re_{D,Max}$) dengan kecepatan maksimum dalam *tube banks*. Untuk susunan *aligned*, V_{max} terdapat pada area transversal A_1 pada Gambar 2.9 (a), dan dari kebutuhan massa konservasi dari *incompressible fluid*.

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (2.5)$$

Keterangan :

- V_{max} = Kecepatan maksimal fluida di luar *tube* (m/s)
- S_T = Jarak transversal (m)
- S_L = Jarak longitudinal (m)
- D = Diameter luar (m)
- V = Kecepatan *inlet* aliran (m)

Untuk susunan *staggered*, kecepatan maksimum dapat dihitung pada area transversal A_1 atau area diagonal A_2 yang ditunjukkan pada Gambar 2.9 (b). Apabila melalui A_2 , jika baris seperti ini

$$2(S_D - D) < (S_T - D)$$

Faktor kedua hasil dari bifurkasi yang dialami oleh fluida yang bergerak dari A_1 ke A_2 . Karenanya V_{\max} terjadi pada A_2

$$S_D = [S_L^2 + (\frac{S_L}{2})^2]^{1/2} < \frac{S_T + D}{2}$$

Jika terjadi faktor diatas maka menggunakan Persamaan berikut ini :

$$V_{\max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad (2.6)$$

Apabila V_{\max} terjadi pada A_1 pada susunan staggered, maka menggunakan Persamaan 2.5.

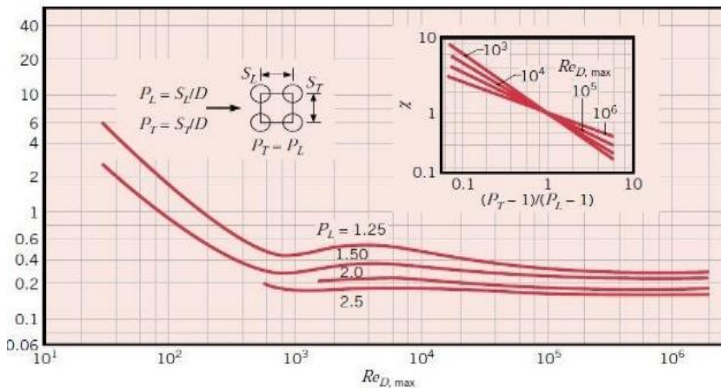
Pada aliran yang melintasi *tube banks* tidak hanya laju perpindahan panas, *pressure drop* juga merupakan hal penting yang harus diperhatikan. Daya yang diperlukan untuk perpindahan fluida melintasi *tube bank* merupakan beban operasi utama dan sebanding dengan besarnya *pressure drop*. Besar nilai *pressure drop* dapat dihitung menggunakan Persamaan berikut ini:

$$\Delta p = N_L \lambda \left(\frac{\rho V_{\max}^2}{2} \right) f \quad (2.7)$$

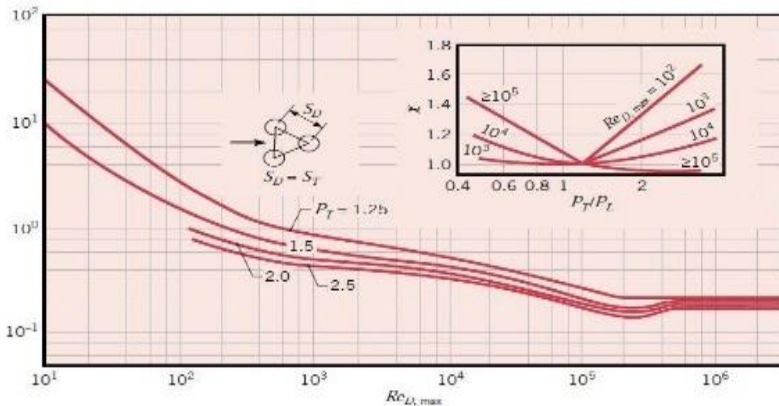
Keterangan :

- Δp = Pressure drop (bar)
- N_L = Jumlah *tube* pada jarak longitudinal
- λ = faktor koreksi
- ρ = masa jenis (kg.m^3)
- V_{\max} = Kecepatan maksimal aliran fluida (m/s)
- f = Faktor gesekan

Faktor gesekan (f) dan faktor koreksi (χ) ditunjukkan oleh Gambar 9 dan Gambar 10. Pada Gambar 9 merupakan susunan pipa *aligned* dan Gambar 10 merupakan susunan pipa *staggered*. Jarak *longitudinal* dan *transversal* yaitu SL / D dan $PT = ST/D$. sedangkan pada Gambar 10 dapat diaplikasikan untuk susunan pipa *staggered* dengan $ST = SD$.



Gambar 2. 10 Faktor gesekan dan faktor koreksi pada susunan pipa *aligned* (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2005)



Gambar 2. 11 Faktor gesekan dan faktor koreksi pada susunan pipa *staggered* (Incropera, DeWitt, Lavine, & Bergman, 2006)

2.7 Overall Heat Transfer Coefficient (U_o)

Salah satu yang menjadi bagian penting dari analisis *heat exchanger* ialah menentukan koefisien perpindahan panas secara keseluruhan. Koefisien ditentukan dari perhitungan resistansi konveksi dan konduksi antara fluida yang dipisahkan oleh dinding silinder. Untuk dinding yang memisahkan dua aliran fluida, maka koefisien perpindahan panas secara keseluruhan berdasarkan metode D.Q Kern sebagai berikut (Donal, 1965):

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \left[\frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} \right] + [r_o \cdot \ln \frac{r_o}{r_i}] / Kt \quad (2.8)$$

Keterangan :

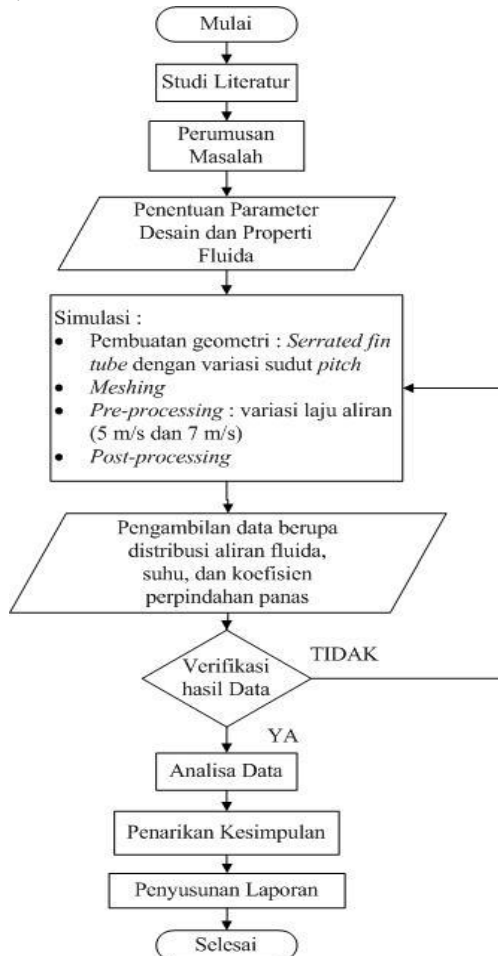
- U_o = Koefisien perpindahan panas total ($\text{W/m}^2.\text{K}$)
- h_o = Koefisien perpindahan panas pada *economizer* ($\text{W/m}^2.\text{K}$)
- h_i = Koefisien perpindahan panas pada *tube* ($\text{W/m}^2.\text{K}$)
- d_o = Diameter luar *tube* (m)
- d_i = Diameter dalam *tube* (m)
- r_o = Jari-jari luar *tube* (m)
- Kt = Konduktivitas termal pada *tube* (W/m.K)

“Halaman ini memang dikosongkan

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Skema Diagram Alir Penelitian

Tahapan penelitian dilakukan berdasarkan pada diagram alir di bawah ini.



Gambar 3. 1 Skema Diagram Alir Penelitian

3.2 Data Parameter

Data yang diperlukan untuk parameter masukan meliputi suhu *economizer* dan laju aliran yang ada di dalam *economizer*.

3.1.1 Parameter Desain

Parameter desain *serrated fin tube* yang digunakan, dapat dilihat pada Tabel 3.1 di bawah ini.

Tabel 3. 1 Data Parameter Desain Geometri *Serrated Fin Tube*

Demensi	Nilai (mm)	
Diameter luar <i>tube</i>	24	
Diameter dalam <i>tube</i>	23	
Diameter <i>fin</i>	34	
Ketebalan <i>tube</i>	3	
Ketebalan <i>fin</i>	0,5	
Jumlah <i>tube</i>	<i>Aligned</i>	15
	<i>Staggered</i>	11

3.1.2 Parameter Fluida

Parameter fluida di dalam *tube banks* digunakan dalam simulasi.

Tabel 3. 2 Data Parameter Fluida

Parameter masukan	Nilai
Kecepatan Gas Buang (m/s)	5 dan 7
Viskositas <i>Absolute</i> Gas buang (N.s/m ²)	2.2×10^{-5}
Konduktivitas <i>thermal</i> gas buang (W/m.K)	32.052
Panas spesifik gas buang (J/kg.K)	1011.7
Densitas Gas Buang (kg/m ³)	0.928094

3.3 Simulasi Desain

Pada penelitian ini telah dilakukan simulasi numerik pada *serrated fin tube* dengan variasi sudut *pitch tube*. Simulasi numerik merupakan sebuah proses simulasi berbasis perhitungan yang dilakukan oleh perangkat lunak komputer dengan mendefinisikan parameter-parameter yang sesuai dengan *boundary condition*, kemudian dilanjutkan dengan proses iterasi atau pengulangan sampai tercapainya konvergensi untuk mendapatkan nilai pendekatan terbaik. Pada proses numerik terbagi menjadi 3 tahapan, yaitu *pre-processing*, *processing* dan *postprocessing*.

3.1.3 Pre-processing

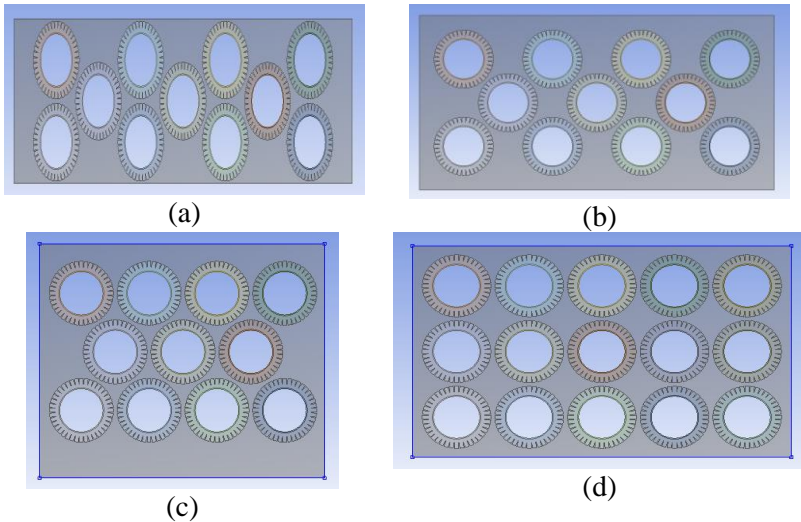
Pre-Processing merupakan tahap awal dalam melakukan simulasi *Computational Fluid Dynamic*(CFD). Pada proses ini dilakukan pemodelan geometri, menentukan *boundary layer*, dan *meshing* yang akan disimulasikan. Terdapat beberapa tahapan dari proses *Pre-processing* antara lain :

a. Pembuatan Geometri

Susunan *serrated fin tube* ini berdasarkan variasi sudut *pitch tube* yang mempengaruhi jarak *transerval pitch* (ST) dan *longitudinal pitch* (SL). Susunan *staggered* merupakan variasi sudut 30°, 45°, dan 60°. Sedangkan susunan tube aligned merupakan sudut *pitch* 90°. Jarak *transerval pitch* (ST) dan *longitudinal pitch* (SL) dapat dilihat pada Tabel 3.3 di bawah ini.

Tabel 3. 3 Variasi Jarak ST dan SL

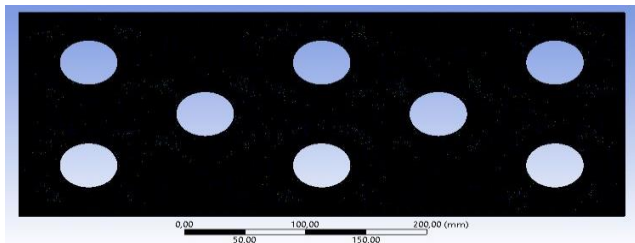
Sudut (°)	ST (mm)	SL (mm)
30	36	31,176
45	50,91	25,455
60	62,353	18
90	36	36



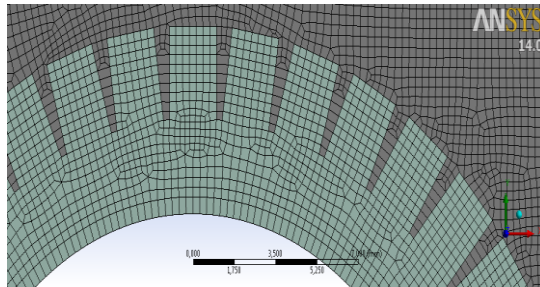
Gambar 3. 2 Geometri (a) Sudut 30° , (b) Sudut 45° , (c) sudut 60° , dan (d) sudut 90°

b. *Meshing*

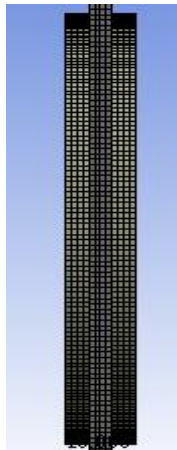
Proses *meshing* dilakukan berdasarkan geometri *control volume*. *Mesh* yang digunakan adalah jenis *MultiZone*. Karakteristik aliran yang akan dianalisis adalah aliran pada bagian *control volume* yang melewati *tube-tube*. *Meshing* untuk pemodelan 3D pada variasi sudut *pitch tube*.



Gambar 3. 3 Hasil *Meshing* Secara Keseluruhan



Gambar 3. 4 Hasil *Meshing Serrated Fin*



Gambar 3. 5 Hasil *Meshing Tube*

Tabel 3. 4 Data Hasil *Meshing*

Sudut ($^{\circ}$)	nodes	element
30	4581457	3820792
60	4634888	3873448
45	5262766	4463032
90	3119574	14220787

Pada proses *meshing* ada beberapa pengaturan yang diubah sesuai dengan kondisi geometri. Antara lain nilai *relevance* diubah menjadi 100 serta *edge sizing* pada setiap sisi *tube* diubah menjadi 0.3 mm. Hal ini dilakukan agar hasil yang didapatkan dari simulasi mendekati teori yang ada.

3.1.4 Processing

Tahap kedua setelah *pre-processing* ialah *processing*. Tahap *processing* merupakan tahapan untuk mengatur *solver model*, *viscous model*, *materials*, *boundary condition*, *control and monitoring conditions*, serta *initialize conditions*. Kemudian dilakukan proses iterasi untuk menyelesaikan proses simulasi. Berikut ini adalah penjelasan mengenai langkah-langkah dalam *processing* :

a. Solver Model

Persamaan energi yang ada pada *solver model* diaktifkan untuk mendukung penyelesaian *heat transfer* dan *kompabilitas* aliran terhadap perubahan suhu dan tekanan. Untuk *turbulence modeling* yang digunakan ialah *k- RNG (Renormalization Group) model*. Pemilihan *k- RNG (Renormalization Group) model* karena model ini mendukung turbulensi yang ada pada sisi luar pipa dan meningkatkan akurasi aliran berputar.

b. Material

Dalam simulasi ini material yang digunakan ada 2 macam yaitu fluida kerja yang mengalir dan material dari *tube*. Fluida kerja yang mengalir dimodelkan sebagai gas ideal dengan suhu 373 K dan material *tube* berupa *stell*. Properties fluida diperoleh dari Tabel A4 pada buku

Transfer Sixth

karya Incropera, dkk. (2005).

Tabel 3. 5 Parameter Fluida Gas

Suhu <i>Inlet</i> (K)	377
Densitas (Kg/m ³)	0,928092
Panas Spesifik Gas (Cp) (KJ/Kg.K)	1,0117
Konduktivitas <i>Thermal</i> (W/m.K)	32,052

Tabel 3. 6 Parameter Fluida *Solid (Steel)*

Suhu <i>Inlet</i> (K)	293
Densitas (Kg/m ³)	8030
Panas Spesifik Gas (Cp) (J/Kg.K)	502,48
Konduktivitas <i>Thermal</i> (W/m.K)	16,27

c. Mesh-Interface

Tahapan selanjutnya pada bagian *processing* adalah *mesh-interface* perlu diperhatikan. Fungsi dari *mesh-interface* adalah untuk menginisialisasikan bagian geometri yang saling bersinggungan. Sehingga *interface* atau bagian persinggungan antar geometri dapat terinisialisai dengan jelas dengan *men-checklist* properti *coupled-wall* dan menetapkan bagian *face* yang bersinggungan.

d. Menentukan Boundary Condition

Tahapan selanjutnya adalah menentukan *boundary condition* atau atau kondisi batas pada objek yang akan disimulasikan. Pada Tabel 3.7 dapat dilihat parameter-parameter di bawah ini.

Tabel 3. 7 Parameter *Boundary Condition*

Boundary Condition	Keterangan
<i>Inlet</i>	Tipe : <i>Velocity</i> Kecepatan : 5 m/s dan 7 m/s Suhu : 373 K
<i>Outlet</i>	Tipe : <i>Outflow</i>
<i>Fin</i>	Tipe : <i>Stationary Wall</i> <i>Heat Flux</i> : 3226 W/m ² K
<i>Tube Wall</i>	Tipe : <i>Stationary Wall</i> Suhu : 293 K
Atas dan Bawah	Tipe : <i>Symmetry</i>
Depan dan Belakang	Tipe : <i>Symmetry</i>

e. Reference Values

Reference values atau nilai referensi diatur untuk menentukan inisialisasi perambatan perpindahan panas dari sumber panas terhadap objek lain secara konduksi. Dalam penelitian ini *inlet* diinisialisasikan sebagai sumber panas, *serrated fin tube* sebagai objek perantara perpindahan panas.

f. Methods dan Monitoring Solution

Solusi metode yang digunakan pada *pressue-velocity coupling* adalah SIMPLEC dan *Spatial discretization* pada *second order upwind* untuk seluruh parameter. Pada bagian *monitoring solution* dilakukan pengaturan kriteria residual untuk seluruh parameter yang tersaji pada Tabel 3.8.

Tabel 3. 8 *Monitoring Solution*

Residual	Elements
<i>continuity</i>	0.001
<i>x-velocity</i>	0.001
<i>y-velocity</i>	0.001
<i>z-velocity</i>	0.001
<i>energy</i>	1e-06
<i>k</i>	0.001
<i>epsilon</i>	0.001

g. *Initialize Condition*

Initialize condition adalah nilai kondisi inisialisasi awal untuk setiap parameter sebelum dilakukan proses iterasi pada simulasi. Metode inisialisasi yang digunakan adalah *standard initialization*. Pada inisialisasi parameter ini dimulai dari *inlet* untuk mendapatkan nilai parameter *boundary condition* pada *serrated fin tube banks*. Karena aliran fluida yang ditinjau pada bagian *serrated fin tube*, maka parameter domain *outlet* akan tertampil pada masing-masing kolom.

h. *Iterations*

Iterations merupakan tahap terakhir pada *pre-processing* setelah seluruh pengaturan dilakukan. Proses simulasi dimulai dengan melakukan iterasi sejumlah 500 iterasi hingga mencapai kriteria konvergensi. Kriteria konvergensi telah diatur pada pengaturan *residual monitoring level* iterasi akan berhenti apabila nilai-nilai parameter telah mencapai atau lebih kecil dari nilai residual yang telah ditentukan sebelumnya. Indikator “*solution is converged*” akan muncul ketika iterasi sudah konvergen.

3.1.5 *Post-Processing*

Tahap terakhir pada simulasi ini adalah tahap *post-processing* didapatkan hasil dari simulasi berupa nilai suhu *outlet*, kecepatan maksimal, perpindahan panas pada *surface*. Selain nilai, didapatkan juga visualisasi persebaran panas dan kecepatan yang melewati susunan *serrated fin tube*. Dari nilai yang didapatkan akan diolah menjadi sebuah grafik.

3.4 Validasi Penelitian

Untuk mendapatkan hasil simulasi yang benar dan sesuai dengan kondisi yang sesungguhnya serta tidak menyimpang dari permasalahan yang dianalisis. Maka hasil simulasi dari CFD divalidasi dengan Persamaan 2.5 untuk mengidentifikasi kecepatan maksimum saat melewati *tube banks* yang dihasilkan dari perhitungan dan hasil simulasi. Pada tahap validasi ini dilakukan

perbandingan pada *tube* tanpa penambahan *serrated fin*. Sehingga dari hasil simulasi diharapkan mendapatkan perbandingan kecepatan maksimal antara *tube* tanpa penambahan *serrated fin* dan dengan *serrated fin*. Pada validasi ini dilakukan pada susunan *tube staggered* pada variasi sudut 30^0 dengan kecepatan *inlet* sebesar 5 m/s. Persamaan yang digunakan adalah Persamaan 2.5, karena pada susunan sudut *pitch* 30^0 kecepatan maksimum terjadi pada daerah A_1 atau terjadi pada jarak *transversal*.

Nilai kecepatan maksimal yang didapatkan dari hasil simulasi adalah 14,66 m/s. Dan nilai kecepatan maksimal yang didapatkan dari hasil perhitungan adalah 15 m/s. Sehingga didapatkan nilai *error* sebesar 2,28 %. Nilai *error* tersebut didapatkan bahwa nilai hasil simulasi mendekati Persamaan 2.5 tentang kecepatan maksimal pada *tube banks*.

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

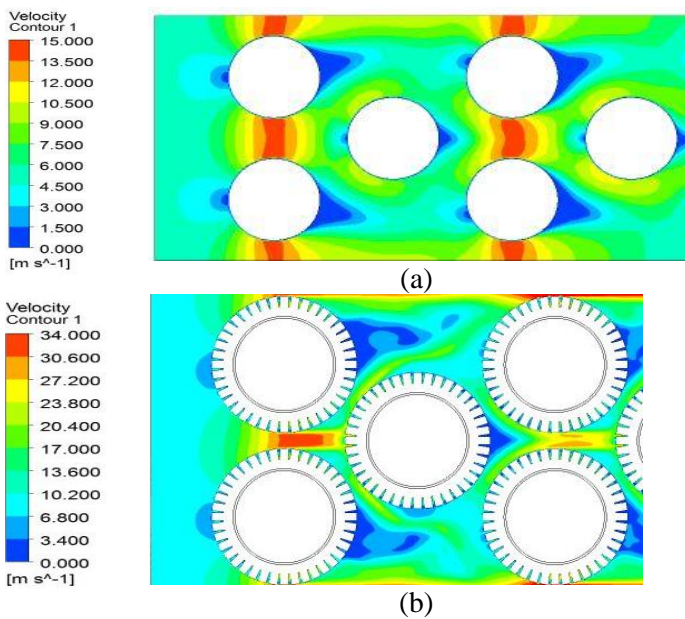
Pada bab ini akan membahas hasil simulasi mengenai pengaruh susunan sudut *pitch* dengan variasi sudut $30^0, 45^0, 60^0$, dan 90^0 yang melintasi *serrated fin tube*. Dari variasi sudut *pitch* ini didapatkan variasi jarak ST dan SL terhadap karakteristik kecepatan aliran fluida dan perpindahan panas. Selain variasi sudut *pitch tube*, penelitian ini juga divariasikan kecepatan fluida pada sisi *inlet* yaitu 5 m/s dan 7 m/s. Hasil data yang didapatkan meliputi kontur kecepatan dan kontur suhu. Pada penelitian ini difokuskan pada fenomena karakteristik aliran fluida dan perpindahan panas yang terjadi pada sisi luar *serrated fin tube economizer*.

4.1 Analisis Pengaruh Penambahan *Serrated Fin Tube*

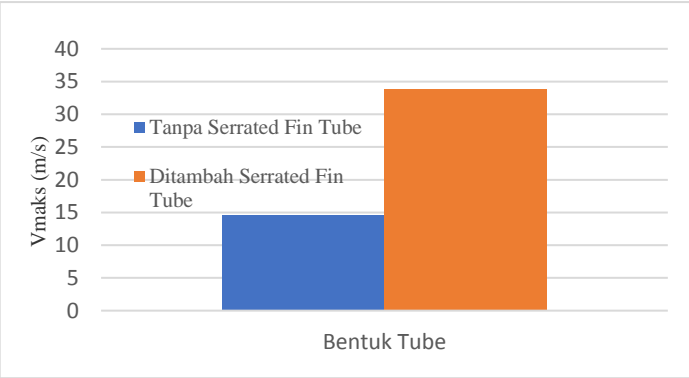
Pada sub bab ini akan membahas mengenai penambahan *serrated fin tube* terhadap karakteristik aliran fluida dan perpindahan panas. Simulasi ini dilakukan pada susunan sudut *pitch* 30^0 dengan kecepatan pada sisi *inlet* sebesar 5 m/s. Dari hasil simulasi ini membandingkan karakteristik aliran fluida dan perpindahan panas pada *tube* tanpa penambahan *serrated fin tube* dan ditambahkan *serrated fin tube*. Analisis data dilakukan secara kualitatif dan kuantitatif. Secara kualitatif data hasil simulasi dalam bentuk Gambar kontur karakteristik aliran dan perpindahan panas. Sedangkan secara kuantitatif disajikan dalam bentuk grafik.

4.1.1 Analisis Pengaruh Penambahan *Serrated Fin Tube* Terhadap Kecepatan Aliran

Pada sub bab ini akan membahas mengenai pengaruh penambahan *serrated fin tube* terhadap kecepatan aliran pada *economizer*. Secara kualitatif ditunjukkan pada Gambar 4.1 (a) untuk kontur *tube* tanpa ditambahkan *serrated fin tube*. Dan Gambar 4.1 (b) untuk *tube* ditambahkan *serrated fin tube*.



Gambar 4. 1 Distribusi Kecepatan Aliran (a) *Tanpa Serrated Fin Tube*, (b) *Ditambahkan Serrated Fin Tube*



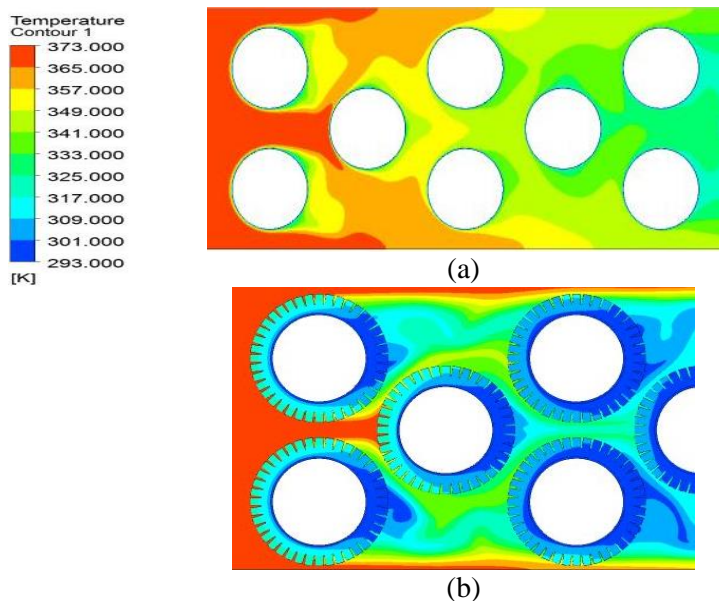
Gambar 4. 2 Grafik Kecepatan Maksimum *Tanpa Serrated Fin Tube* dan *Ditambah Serrated Fin Tube*

Hasil data secara kualitatif ditunjukkan pada Gambar 4.1 yang ditampilkan dalam bentuk kontur kecepatan aliran. Variasi kecepatan *inlet* sebesar 5 m/s. Dari Gambar 4.1 dapat terlihat distribusi kecepatan aliran yang ditampilkan dalam bentuk kontur kecepatan aliran. Pada indikator yang ditampilkan warna merah menunjukkan kecepatan dengan nilai yang paling tinggi sedangkan warna biru menunjukkan nilai kecepatan yang paling rendah. Pada Gambar kontur diketahui bahwa warna merah terjadi pada daerah A_1 atau daerah *transversal*. Pada area *transversal* diketahui nilai kecepatan maksimal secara kuantitatif yang ditunjukkan pada Gambar 4.2. Hasil simulasi didapatkan nilai untuk *tube* tanpa ditambahkan *serrated fin* memiliki nilai kecepatan maksimal sebesar 14,66 m/s. Dan untuk *tube* yang ditambahkan *serrated fin tube* didapatkan kecepatan maksimal sebesar 33,388 m/s. Pada penambahan *serrated fin tube* memiliki nilai kecepatan maksimal yang lebih baik dibandingkan tanpa *serrated fin tube*.

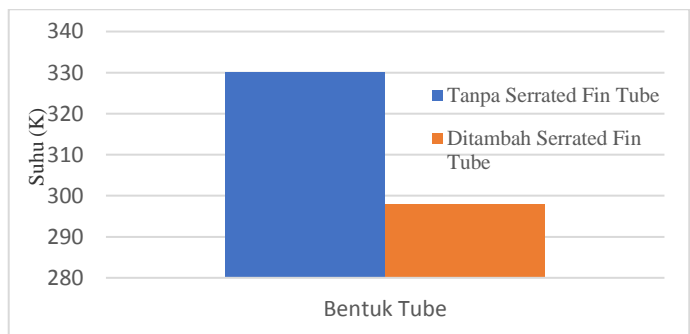
Penambahan *serrated fin tube* akan menambah luas permukaan *tube*, *serrated fin tube* ini berfungsi untuk mengacak aliran fluida di dalam *tube banks*. Sehingga mempercepat aliran fluida yang mengakibatkan kecepatan maksimal di dalam *tube banks* akan meningkat. Meningkatnya aliran fluida akan mempercepat laju perpindahan panas di dalam *tube banks*.

4.1.2 Analisis Pengaruh Penambahan Serrated Terhadap Suhu

Pada sub bab ini akan membahas mengenai pengaruh penambahan *serrated fin tube* terhadap suhu *outlet* pada *economizer*. Secara kualitatif ditunjukkan pada Gambar 4.3 (a) untuk kontur *tube* tanpa ditambahkan *serrated fin tube*. Dan Gambar 4.3 (b) untuk *tube* ditambahkan *serrated fin tube*.



Gambar 4. 3 Distribusi Suhu (a) Tanpa *Serrated Fin Tube*, (b) Ditambah *Serrated Fin Tube*



Gambar 4. 4 Grafik Suhu *Outlet* Tanpa *Fin* dan Ditambah *Serrated Fin*

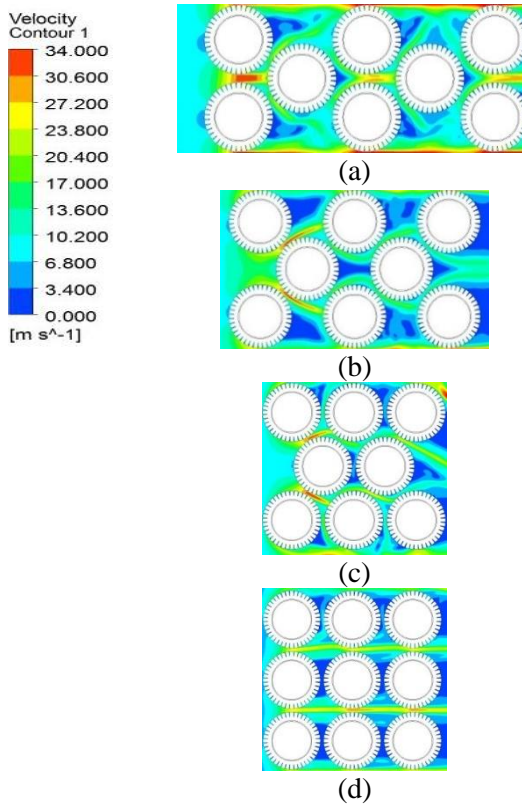
Pada Gambar 4.3 distribusi suhu ditunjukkan dengan kontur warna merah yang menunjukkan suhu tertinggi sedangkan pada warna biru tua menunjukkan suhu terendah. Pada simulasi ini nilai

inlet sebesar 373 K dengan kondisi pada *inlet* seragam. Pada *tube* tanpa *serrated fin tube*, saat suhu melewati susunan *tube* akan terjadi perpindahan panas antara aliran di luar *tube* dengan dinding *tube*. Suhu aliran yang berada di dalam *tube* lebih rendah dibandingkan dengan suhu yang ada di luar *tube*. Sehingga nilai suhu yang keluar dari *tube banks* harus lebih kecil dikarenakan adanya perpindahan panas di dalam *tube banks*. Pada data kualitatif yang ditunjukkan pada Gambar 4.3 (a) didominasi warna kuning dan hijau. Pada daerah yang medekati *outlet* kontur warna berwarna hijau yang menunjukkan bahwa suhu yang terbuang relatif tinggi. Dan dari data kuantitatif suhu *outlet* pada *tube* tanpa *serrated fin tube* sebesar 330 K sehingga terjadi perubahan suhu sebesar 30 K.

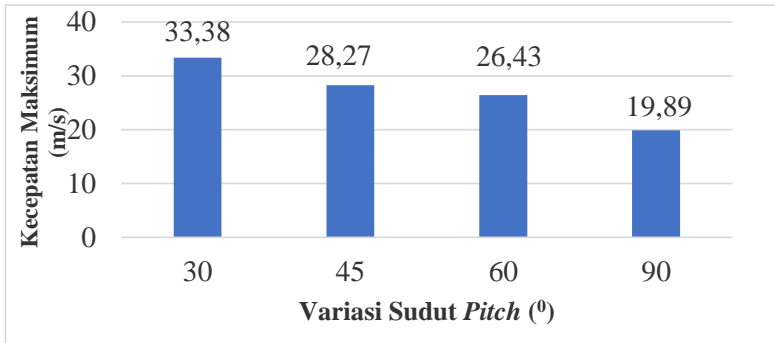
Pada simulasi penambahan *serrated fin tube* nilai *inlet* sebesar 373 K dengan kondisi *inlet* yang seragam dengan tanpa *serrated fin tube*. Pada penambahan *serrated fin tube*, saat suhu melewati susunan *tube* akan terjadi penambahan area perpindahan panas sehingga dapat terjadi transfer panas secara maksimal. Dari data kualitatif yang ditunjukkan pada Gambar 4.3 (b) didominasi warna hijau dan biru muda. Pada daerah yang medekati *outlet* kontur warna berwarna biru muda yang menunjukkan bahwa suhu yang terbuang relatif lebih rendah. Dari data kuantitatif didapatkan bahwa suhu *outlet* pada *serrated fin tube* sebesar 296 K. Sehingga terjadi perubahan suhu sebesar 77 K. Hal ini menandakan bahwa penambahan *serrated fin tube* dapat memaksimalkan perpindahan panas yang terjadi pada *heat exchanger*. Penambahan *serrated fin tube* akan menambah luas permukaan *tube*, *serrated fin tube* ini berfungsi untuk memperluas daerah perpindahan panas. Sehingga perpindahan panas antara fluida di luar *tube* dan fluida di dalam *tube* akan berpindah secara maksimal.

4.2 Analisis Pengaruh Susunan Sudut *Pitch* Terhadap Kecepatan Aliran

Pada sub bab ini akan membahas mengenai pengaruh susunan sudut *pitch tube* terhadap kecepatan aliran pada *economizer*. Analisis data dilakukan secara kualitatif dan kuantitatif. Secara kualitatif data yang didapatkan meliputi visualisasi kontur kecepatan yang melewati *tube* dengan variasi susunan sudut *pitch* serta jarak S_T dan S_L yang digunakan. Dan secara kuantitatif ditampilkan dalam bentuk grafik.



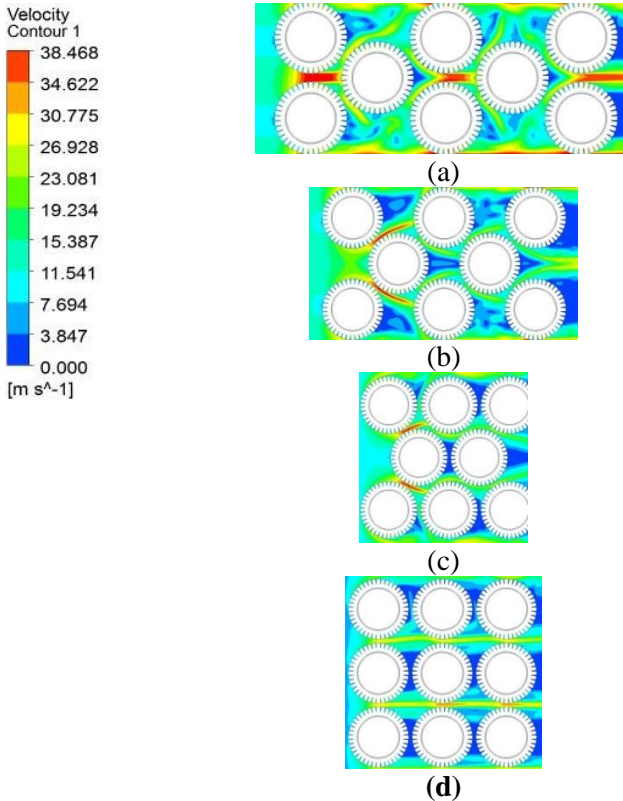
Gambar 4. 5 Distribusi Kecepatan Dengan Kecepatan *Inlet* 5 m/s Pada Sudut *Pitch* (a) 30°, (b) 45°, (c) 60°, dan (d) 90°



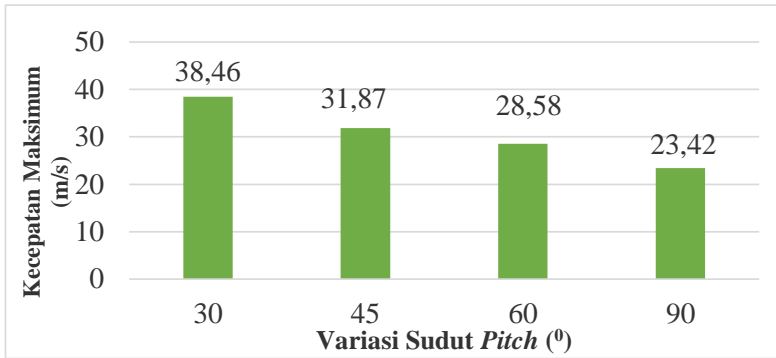
Gambar 4. 6 Kecepatan Maksimum Pada Variasi Kecepatan *Inlet* 5 m/s

Dari Gambar 4.5 dapat kita lihat kontur warna ada pada seluruh variasi sudut *pitch tube* dengan kecepatan *inlet* 5 m/s. Variasi sudut *pitch tube* ini mempengaruhi jarak S_L dan S_T . Pada indikator yang ditampilkan warna merah menunjukkan kecepatan dengan nilai yang paling tinggi sedangkan warna biru menunjukkan nilai kecepatan yang paling rendah. Berdasarkan data kualitatif yang ditunjukkan pada Gambar 4.5, data diambil pada range kecepatan 34 m/s sampai 0 m/s pada setiap masing-masing variasi. Dari kontur warna kecepatan aliran didapatkan bahwa variasi sudut *pitch tube* 30° memiliki kontur warna lebih merah dibandingkan variasi sudut *pitch tube* lainnya. Dari variasi sudut *pitch tube* kontur kecepatan yang didominasi warna biru adalah variasi sudut *pitch tube* 90° yang menandakan bahwa variasi sudut *pitch tube* 90° memiliki kecepatan maksimal yang paling rendah. Pada Gambar kontur dapat diketahui bahwa susunan *staggered* kecepatan maksimal terbesar terjadi pada daerah A_2 atau daerah *longitudinal*. Sedangkan untuk susunan *inline* kecepatan maksimal terbesar terjadi pada daerah A_1 atau daerah *transversal*. Namun pada variasi sudut *pitch tube* 30° susunan kecepatan maksimal terbesar terjadi pada daerah A_1 hal ini terjadi karena nilai $2(S_D - D) > (S_T - D)$ sehingga dalam perhitungan menggunakan Persamaan 2.3.

Dari data kuantitatif didapatkan nilai kecepatan maksimal pada masing-masing variasi yang ditunjukkan pada Gambar 4.6. Dimana variasi sudut *pitch tube* 30^0 memiliki kecepatan paling besar yaitu sebesar 33,388 m/s dan variasi sudut *pitch tube* 90^0 memiliki kecepatan maksimal paling rendah sebesar 19,889 m/s. Urutan kecepatan maksimal paling besar adalah 30^0 , 60^0 , 45^0 , dan 90^0 . Susunan *tube staggered* memiliki kecepatan maksimal yang lebih besar dibandingkan susunan *tube inline*. Hal ini dikarenakan susunan *tube staggered* memiliki susunan pola segita sehingga menghasilkan kecepatan maksimal lebih besar.



Gambar 4. 7 Distribusi Kecepatan Dengan Kecepatan *Inlet* 7 m/s Pada Sudut *Pitch* (a) 30^0 , (b) 45^0 , (c) 60^0 , dan (d) 90^0

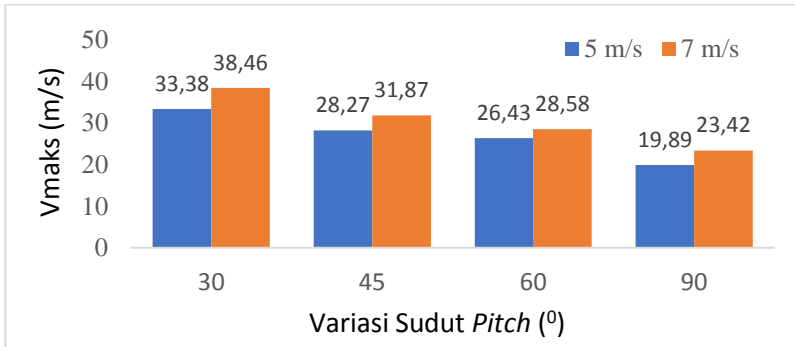


Gambar 4. 8 Kecepatan Maksimum Pada Variasi Kecepatan *Inlet* 7 m/s

Dari Gambar 4.7 dapat kita lihat kontur warna ada pada seluruh variasi sudut *pitch* dengan kecepatan *inlet* 7 m/s. Variasi sudut *pitch tube* ini mempengaruhi jarak S_L dan S_T . Pada indikator yang ditampilkan warna merah menunjukkan kecepatan dengan nilai yang paling tinggi sedangkan warna biru menunjukkan nilai kecepatan yang paling rendah. Dari data kualitatif yang ditunjukkan pada Gambar 4.5, data diambil pada range kecepatan 38,468 m/s sampai 0 m/s pada setiap masing-masing variasi. Dari kontur warna kecepatan aliran didapatkan bahwa variasi sudut *pitch tube* 30° memiliki kontur warna lebih merah dibandingkan variasi sudut *pitch tube* lainnya. Dari variasi sudut *pitch tube* kontur kecepatan yang didominasi warna biru adalah variasi sudut *pitch tube* 90° yang menandakan bahwa variasi sudut *pitch tube* 90° memiliki kecepatan maksimal yang paling rendah.

Dari data kuantitatif didapatkan nilai kecepatan maksimal pada masing-masing variasi yang ditunjukkan pada Gambar 4.8. Dimana variasi sudut *pitch tube* 30° memiliki kecepatan paling besar yaitu sebesar 38,468 m/s dan variasi sudut *pitch tube* 90° memiliki kecepatan maksimal paling rendah sebesar 23,422 m/s. Urutan kecepatan maksimal paling besar adalah 30° , 60° , 45° , dan 90° . Susunan *tube staggered* memiliki kecepatan maksimal yang lebih besar dibandingkan susunan *tube inline*. Hal ini dikarenakan

susunan *tube staggered* memiliki susunan pola segita sehingga menghasilkan kecepatan maksimal lebih besar.



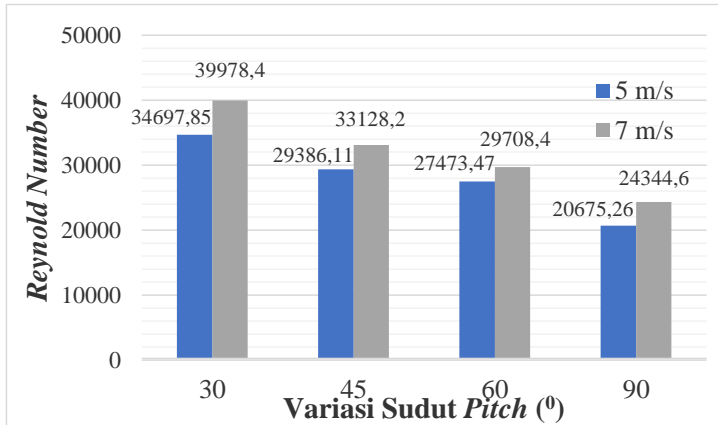
Gambar 4. 9 Kecepatan Maksimum Masing-masing Variasi Kecepatan *Inlet*

Dari variasi kecepatan *inlet* didapatkan bahwa kecepatan *inlet* akan mempengaruhi bertambahnya kecepatan maksimum yang dihasilkan. Hal ini sesuai dengan teori yang terdapat pada Persamaan 2.3 dan 2.4. Dimana bertambahnya kecepatan maksimal sebanding lurus dengan kecepatan *inlet* yang lebih besar. Kenaikan nilai kecepatan maksimal ini akan membantu proses perpindahan panas yang lebih cepat. Karena kecepatan maksimal akan mengakibatkan turbulensi yang membantu untuk mempercepat proses perpindahan panas.

4.3 Analisis Pengaruh Susunan Sudut *Pitch* Terhadap Nilai Reynold Number

Pada sub bab ini akan membahas mengenai pengaruh susunan sudut *pitch tube* terhadap reynold numbers. Yang menggunakan Persamaan 2.1, dimana nilai V_{maks} didapatkan dari hasil simulasi

masing-masing variasi sudut *pitch tube* dan variasi kecepatan *inlet*. Hasil dari perhitungan ditunjukkan pada Gambar 4.10 di bawah ini.

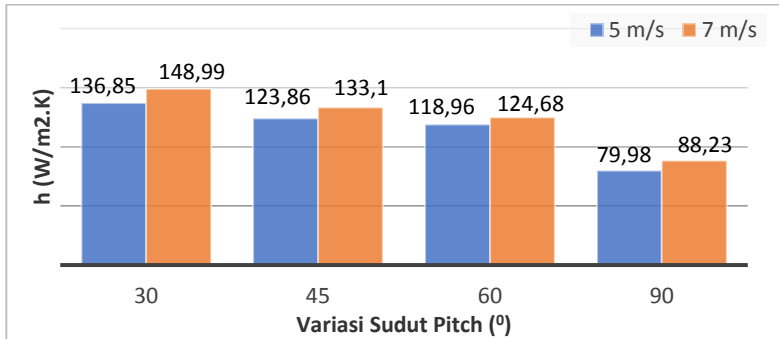


Gambar 4. 10 Pengaruh Variasi Sudut Pitch dan Jarak S_T/S_L Terhadap Reynold Number

Pada Gambar 4.10 terlihat bahwa *Reynolds Number* terbesar diperoleh pada susunan sudut 30° atau susunan *aligned* sebesar 38653,86 pada kecepatan *inlet* 7 m/s. Fenomena ini terjadi karena nilai *Reynolds Number* bergantung pada nilai kecepatan maksimal aliran yang melewati susunan *tube*. Pada susunan *staggered*, nilai *Reynolds Number* lebih besar karena nilai *Reynolds Number* menunjukkan jenis aliran yang terjadi pada daerah tersebut turbulen atau laminar. Di dalam susunan *staggered* aliran fluida yang masuk pada *tube banks* terhalangi oleh *tube-tube* sehingga aliran akan mengalami turbulensi yang lebih besar dibandingkan dengan susunan *tube inline*. Sedangkan pada susunan *tube inline* susunan dengan variasi sudut 90° memiliki kecepatan maksimum yang paling kecil dibandingkan variasi yang lain. Sehingga nilai *Reynold Number* yang dimiliki pada susunan *staggered* memiliki nilai paling besar. Karena berbanding lurus dengan kecepatan maksimum fluida yang mengalir.

4.4 Analisis Pengaruh Susunan Sudut *Pitch* Terhadap Nilai Koefisien Perpindahan Panas

Pada sub bab ini akan membahas mengenai pengaruh susunan sudut *pitch tube* terhadap koefisien perpindahan panas. Hasil dari perhitungan ditunjukkan pada Gambar 4.11 di bawah ini.



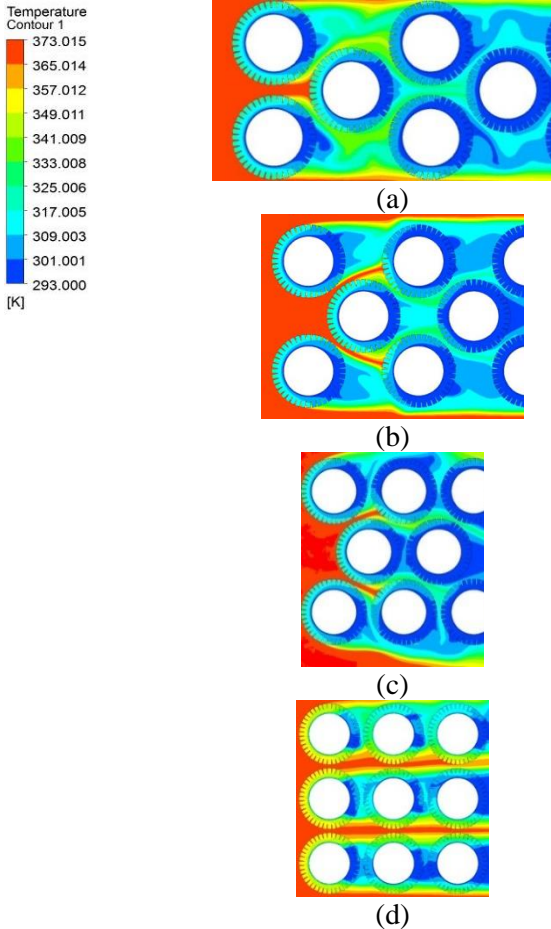
Gambar 4. 11 Pengaruh Variasi *Sudut Pitch* dan Jarak S_T/S_L Terhadap Koefisien Perpindahan Panas

Dari Gambar 4.11 dapat diketahui bahwa koefisien perpindahan panas terbesar ada pada susunan *staggered* dengan variasi sudut *pitch* 30° sebesar $148,99 \text{ W/m}^2.\text{K}$ pada kecepatan *inlet* 7 m/s. Dan pada kecepatan *inlet* 5 m/s perpindahan panas terbesar terjadi pada variasi sudut *pitch* 30° yaitu sebesar $136,85 \text{ W/m}^2.\text{K}$. Dari keseluruhan variasi baik susunan *aligned* ataupun *staggered*, nilai koefisien perpindahan panas terbesar ada pada susunan *staggered*, dan perpindahan panas terkeci pada susunan *aligned* variasi sudut 90° . Fenomena ini terjadi karena adanya pengaruh susunan *tube*. Pada *staggered* susunan *tube* lebih rapat dibandingkan pada susunan *aligned*. Karena pada susunan *staggered*, susunan *tube* lebih rapat maka suhu dari *inlet* akan mengalami perpindahan panas secara konveksi lebih besar dibandingkan dengan susunan *aligned*.

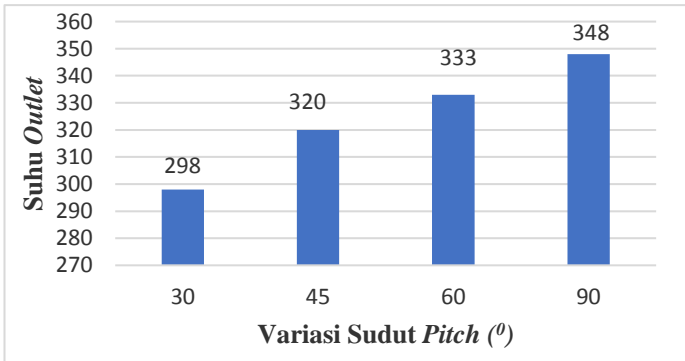
4.5 Analisis Pengaruh Susunan Sudut *Pitch* Terhadap Suhu

Pada sub bab ini akan membahas mengenai pengaruh susunan sudut *pitch* terhadap *suhue* pada *economizer*. Analisis data

dilakukan secara kualitatif dan kuantitatif. Secara kualitatif data yang didapatkan meliputi visualisasi kontur kecepatan yang melewati *tube* dengan variasi susunan sudut *pitch* serta jarak ST dan SL yang digunakan.



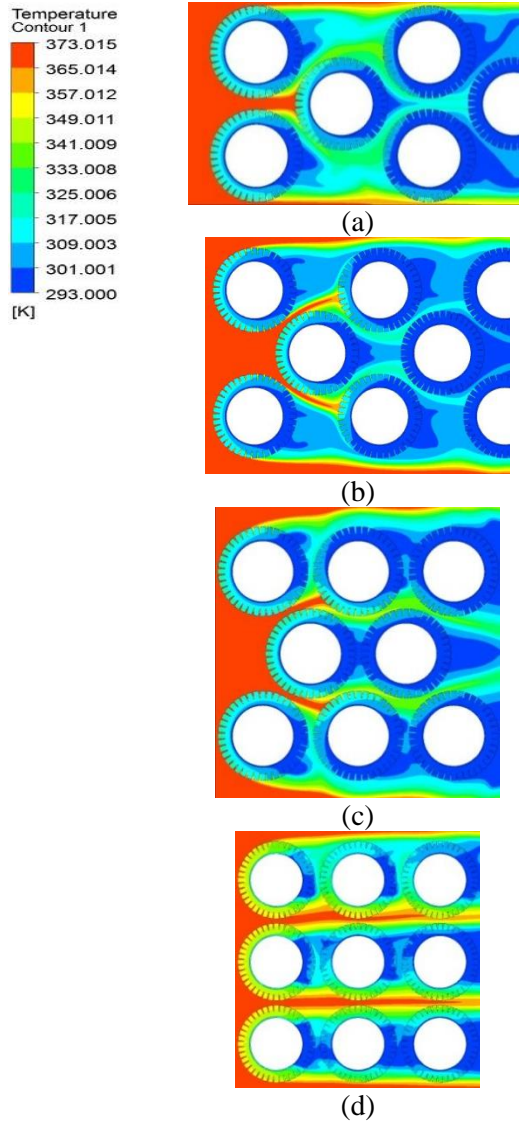
Gambar 4. 12 Distribusi Suhu Dengan Kecepatan *Inlet* 5 m/s Pada Sudut *Pitch* (a) 30°, (b) 45°, (c) 60°, dan (d) 90°



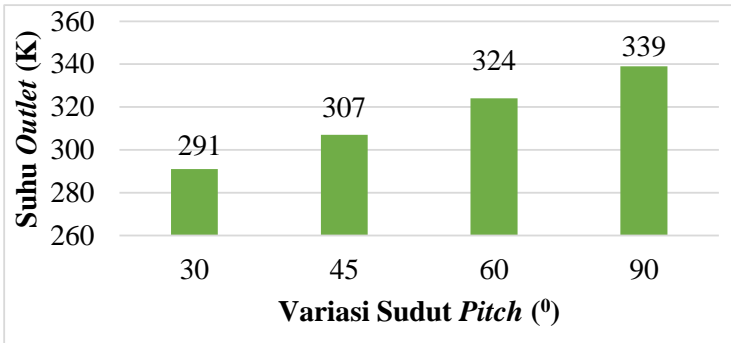
Gambar 4. 13 Suhu *Outlet* Pada Variasi Kecepatan *Inlet* 5 m/s

Pada Gambar 4.13 distribusi suhu ditunjukkan dengan kontur warna merah yang menunjukkan suhu tertinggi sedangkan pada warna biru tua menunjukkan suhu terendah. Pada simulasi ini nilai *inlet* sebesar 373 K dengan kondisi pada *inlet* seragam. Saat suhu melewati susunan *tube*, maka akan terjadi perpindahan panas antara aliran di luar *tube* dengan *serrated fin tube*. Suhu aliran yang berada di dalam *tube* lebih rendah dibandingkan dengan suhu yang ada di luar *tube*. Sehingga nilai suhu yang keluar dari *tube banks* harus lebih kecil dikarenakan adanya perpindahan panas di dalam *tube banks*.

Terlihat pada Gambar 4.12(a) *inlet* memiliki warna merah secara merata kemudian melewati susunan *tube* dan kontur warna pada sisi *outlet* berubah menjadi warna hijau dan biru. Pada bagian *tube* baris ketiga terlihat bahwa suhu menurun secara signifikan. Dari data kuantitatif didapatkan nilai suhu yang keluar dari variasi jarak SL/ST sebesar 298 K. Dengan demikian perubahan suhu yang terjadi pada variasi sudut *pitch* dengan kecepatan *inlet* 5 m/s sebesar 75 K. Dari hasil data kuantitatif diketahui bahwa jarak celah transversal berpengaruh pada distribusi perpindahan panas. Ketika jarak celah transversal kecil maka suhu *outlet* bernilai kecil. Menandakan terjadi lebih banyak perpindahan panas pada *tube banks* tersebut dibandingkan dengan model yang memiliki celah transversal besar.



Gambar 4. 14 Distribusi Suhu Dengan Kecepatan *Inlet* 7 m/s
Pada *Sudut Pitch* (a) 30° , (b) 45° , (c) 60° , dan (d) 90°

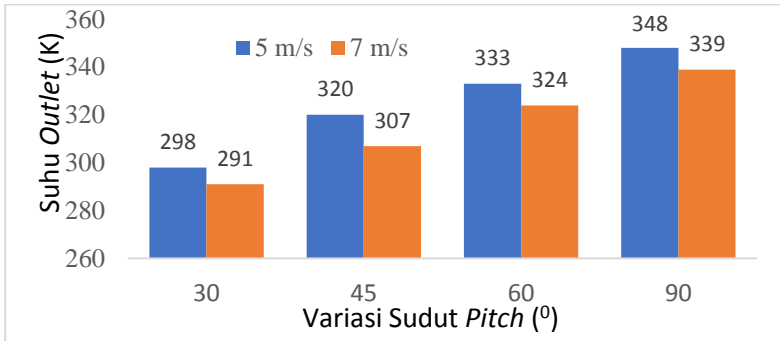


Gambar 4. 15 Suhu *Outlet* Pada Variasi Kecepatan *Inlet* 7 m/s

Pada Gambar 4.15 distribusi suhu ditunjukkan dengan kontur warna merah yang menunjukkan suhu tertinggi sedangkan pada warna biru tua menunjukkan suhu terendah. Pada simulasi ini nilai *inlet* sebesar 373 K dengan kondisi pada *inlet* seragam. Saat suhu melewati susunan *tube*, maka akan terjadi perpindahan panas antara aliran di luar *tube* dengan *serrated fin tube*. Suhu aliran yang berada di dalam *tube* lebih rendah dibandingkan dengan suhu yang ada di luar *tube*. Sehingga nilai suhu yang keluar dari *tube banks* harus lebih kecil dikarenakan adanya perpindahan panas di dalam *tube banks*.

Terlihat pada Gambar 4.14(a) *inlet* memiliki warna merah secara merata kemudian melewati susunan *tube* dan kontur warna pada sisi *outlet* berubah menjadi warna hijau dan biru. Pada bagian *tube* baris ketiga terlihat bahwa suhu menurun secara signifikan. Dari data kuantitatif didapatkan nilai suhu yang keluar dari variasi jarak SL/ST sebesar 294 K. Dengan demikian perubahan suhu yang terjadi pada variasi sudut *pitch* dengan kecepatan *inlet* 7 m/s sebesar 79 K. Dari hasil data kuantitatif diketahui bahwa jarak celah transversal berpengaruh pada distribusi perpindahan panas. Ketika jarak celah transversal kecil maka suhu *outlet* bernilai kecil. Menandakan terjadi lebih banyak perpindahan panas pada *tube banks* tersebut dibandingkan dengan model yang memiliki celah transversal besar. Selain itu kecepatan *inlet* mempengaruhi

perpindahan panas, semakin besar nilai kecepatan *inlet* maka semakin kecil suhu *outlet* dari yang dihasilkan.

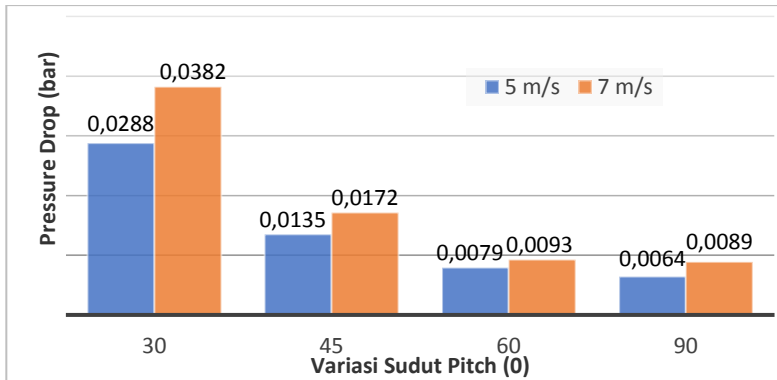


Gambar 4. 16 Suhu *Outlet* Pada Masing-masing Variasi Kecepatan *Inlet*

Dari variasi kecepatan *inlet* didapatkan bahwa kecepatan *inlet* akan mempengaruhi bertambahnya suhu *outlet* pada *economizer*. Hal ini sesuai dengan teori yang terdapat pada Persamaan 2.1. Dimana bertambahnya turbulensi akan membantu proses perpindahan panas yang lebih baik. Sehingga suhu yang terbuang akan berkurang.

4.6 Analisis Pengaruh Susunan Sudut *Pitch* Terhadap Nilai *Pressure drop*

Pada sub bab ini akan membahas mengenai pengaruh susunan sudut *pitch tube* terhadap *pressure drop*. Hasil dari perhitungan ditunjukkan pada Gambar 4.16 di bawah ini.



Gambar 4. 17 Nilai *Pressure drop* Pada Setiap Variasi

Perbedaan tekanan menyebabkan fluida dari sisi *inlet* mengalir menuju sisi *outlet*. Perubahan luas penampang yang dilalui fluida akibat konfigurasi tube secara staggered mempengaruhi tekanan di dalam sistem dan kecepatan fluida. Dilihat dari Gambar 4.16, dapat dilihat nilai *pressure drop* pada masing-masing variasi berbeda. Nilai *pressure drop* tertinggi ada pada variasi sudut *pitch* 30⁰ yang memiliki jarak S1/St terpendek yaitu sebesar 0,03821 bar. Hal ini dikarenakan susunan staggered membentuk pola segitiga sehingga fluida yang melewati tube akan terhalangi. Pada variasi sudut 90⁰ memiliki nilai *pressure drop* yang paling kecil dibandingkan variasi sudut *pitch tube* lainnya. Peristiwa ini terjadi karena jarak transversal kedua sudut *pitch* lebih besar dari pada aligned sehingga aliran fluida yang masuk dapat mempertahankan nilai *pressure* yang lebih besar.

4.7 Analisis Pengaruh Susunan Sudut *Pitch* Terhadap Nilai *Overall Heat Transfer Coefficient*

Bagian terpenting dalam menganalisis *heat exchanger* adalah nilai koefisien perpindahan panas total (U_o). Hasil perhitungan koefisien perpindahan panas total ditunjukkan dalam bentuk Tabel 4.1 di bawah ini.

Tabel 4. 1 Nilai *Overall Heat Transfer Coefficient*

Kecepatan <i>Inlet</i> (m/s)	Sudut <i>Pitch</i> <i>Tube</i> ($^{\circ}$)	Uo (W/m ² .K)
5	30	151,714927
	45	137,3304001
	60	131,8807918
	90	89,96606623
7	30	165,0957477
	45	147,5698327
	60	138,2333947
	90	99,30771862

Perhitungan nilai *overall heat transfer coefficient* ini dilakukan untuk mengetahui perpindahan panas secara total di dalam *tube banks*. Nilai *overall heat transfer coefficient* paling besar terjadi pada variasi sudut *pitch tube* 30 $^{\circ}$. Hal ini menandakan bahwa pada variasi sudut *pitch tube* 30 $^{\circ}$ lebih baik dalam perpindahan panas dibandingkan dengan variasi sudut *pitch tube* lainnya.

4.8 Pembahasan

Pada penelitian ini membahas mengenai *economizer* dengan variasi sudut *pitch* (30 $^{\circ}$, 45 $^{\circ}$, 60 $^{\circ}$, dan 90 $^{\circ}$) dan variasi nilai kecepatan *inlet* (5 m/s dan 7 m/s). Dari variasi sudut *pitch* ini didapatkan nilai SL/ST yang berbeda sehingga mempengaruhi perpindahan panas dan karakteristik aliran. Simulasi dilakukan dengan menambahkan serrated fin tube untuk mengoptimalkan area perpindahan panas sehingga nilai perpindahan panas akan lebih besar. Pada kecepatan *inlet* 5 m/s variasi sudut 90 $^{\circ}$ memiliki warna orange yang berada di beberapa bagian celah transversal. Secara kuantitatif kecepatan maksimum pada variasi 90 $^{\circ}$ sebesar 32,199 m/s. Nilai kecepatan maksimum ini lebih besar dibandingkan dengan variasi lainnya. Begitu pun pada saat kecepatan *inlet* 7 m/s pada variasi 90 $^{\circ}$ memiliki nilai kecepatan

maksimum yang paling tinggi yaitu sebesar 39,554 m/s. Dari variasi kecepatan *inlet* diketahui bahwa semakin tinggi nilai kecepatan *inlet* maka semakin besar pula kecepatan maksimum yang dihasilkan.

Reynolds Number terbesar diperoleh pada susunan sudut 90° atau susunan *aligned* sebesar 61121,68 pada kecepatan *inlet* 7 m/s. koefisien perpindahan panas terbesar ada pada susunan *staggered* dengan variasi sudut *pitch* 30° sebesar 163,0803 W/m.K pada kecepatan *inlet* 5 m/s. Dan pada kecepatan *inlet* 7 m/s perpindahan panas terbesar terjadi pada variasi sudut *pitch* 30° yaitu sebesar 178,8038 W/mK. Karena pada susunan *staggered*, susunan *tube* lebih rapat maka suhu dari *inlet* akan mengalami perpindahan panas secara konveksi lebih besar dibandingkan dengan susunan *aligned*. Untuk variasi sudut *pitch* dapat menyerap suhu terbanyak adalah sudut 30° . Dari data kuantitatif didapatkan nilai suhu yang keluar dari variasi jarak SL/ST sebesar 296 K. Dengan demikian perubahan suhu yang terjadi pada variasi sudut *pitch* dengan kecepatan *inlet* 5 m/s sebesar 77 K. Dan pada kecepatan *inlet* 7 m/s sebesar 294 K. Dengan demikian perubahan suhu yang terjadi pada variasi sudut *pitch* dengan kecepatan *inlet* 7 m/s sebesar 79 K. Nilai *pressure drop* tertinggi ada pada variasi sudut *pitch* 30° yang memiliki jarak SI/St terpendek yaitu sebesar 0,02336 bar.

Berdasarkan hasil variasi sudut *pitch tube* yang telah dilakukan. Didapatkan bahwa, setiap susunan sudut *pitch tube* memiliki kekurangan dan kelebihan masing-masing. Untuk dimanfaatkan dalam kenyataannya tergantung pada kebutuhan yang diperlukan atau *goals* dari *economizer*. Untuk susunan sudut *pitch tube* 30° dan 45° memiliki nilai perpindahan panas yang baik namun memiliki nilai *pressure drop*. Sehingga untuk susunan sudut *pitch tube* 30° dan 45° , sangat cocok digunakan apabila hasil dari gas buang *economizer* akan dilakukan proses selanjutnya yang membutuhkan tekanan yang relatif besar. Namun untuk sudut *pitch tube* 30° memiliki ruang yang cukup sempit untuk melakukan *maintenance* dibandingkan dengan sudut *pitch tube* 45° . Sehingga pada sudut *pitch tube* 30° tidak dapat dilakukan *maintenance* secara mekanik dan harus dilakukan *maintenance* secara kimia.

Sedangkan pada susunan sudut *pitch tube* 60^0 dan 90^0 memiliki nilai perpindahan panas yang relatif kecil namun memiliki nilai *pressure drop* yang relatif lebih kecil pula. Sehingga untuk susunan sudut *pitch tube* 60^0 dan 90^0 sangat cocok diaplikasikan dengan tujuan hasil dari *economizer* tidak digunakan lagi atau dibuang ke lingkungan. Namun untuk sudut *pitch tube* 60^0 memiliki ruang yang cukup sempit untuk melakukan *maintenance* dibandingkan dengan sudut *pitch tube* 90^0 . Sehingga pada sudut *pitch tube* 60^0 tidak dapat dilakukan *maintenance* secara mekanik dan harus dilakukan *maintenance* secara kimia.

“Halaman ini memang dikosongkan”

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari hasil perobaan yang dilakukan pada penelitian ini, didapatkan kesimpulan sebagai berikut ini:

- a. Secara kualitatif didapatkan visualisasi kontur distribusi kecepatan pada sudut *pitch* 30^0 memiliki kontur yang lebih baik dan menghasilkan nilai kecepatan maksimum yang paling besar. Sedangkan untuk distribusi suhu secara visual didapatkan bahwa sudut *pitch* 30^0 lebih baik dan memiliki suhu *outlet* yang paling kecil. Peristiwa ini terjadi karena jarak transversal mempengaruhi distribusi aliran dan suhu dalam susunan tube.
- b. Variasi kecepatan *inlet* mempengaruhi peningkatan kecepatan aliran fluida dalam susunan *tube*. Semakin tinggi nilai kecepatan *inlet* maka semakin besar pula kecepatan maksimum yang didapat dan semakin kecil suhu *outlet* yang dihasilkan.

5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan apabila penelitian ini dilanjutkan adalah:

- a. Data Gambar yang didapat bukan dari desain, sehingga keakurasianya belum tepat. Jadi untuk penelitian selanjutnya, geometri atau desain yang sesungguhnya. Sehingga saat dianalisa dapat menghasilkan desain yang lebih baik.

“Halaman ini memang dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

- Akbar, M. S., Suryadi, F., & Prastyo, D. D. (2009). Kinerja Economizer Pada Boiler. *Jurnal Teknik Industri*, 11, 72-81.
- Donal, Q. K. (1965). *Process Heat Transfer*. New York: Mc-Graw Hill Book Company.
- Eide, E. L. (2015). *Numerical Investigation of Thermal-hydraulics Performance of Fin-tube Waste Heat Recovery Units*. Norwegian.
- Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, S. A. (2005). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. United State: John Wiley & Sons.
- Khotimah, C. (2016). *Analisis Variasi Susunan Pipa Pada Desain Economizer dengan Menggunakan Metode Computational Fluid Dynamics (CFD)*. Surabaya.
- Kreith, F. (2011). *Principles of Heat Transfer Seventh Edition*. Stanford: Cengage Learning.
- Lemouedda, A., Schmid, S., & Franz, E. (2012). *Numerical Investigation for the Optimization of Serrated Finned-Tube Heat Exchangers*. Germany: HAL.
- Mcilwain, S. R. (2010). A CFD Comparison of Heat Transfer and Pressure Drop Across Inline Arrangement Serrated Finned Tube Heat Exchangers with an Increasing Number of Rows. *IJRRAS*, 4, 162-169.
- Mcilwain, S. R. (2010). A Comparison of Heat Transfer Around a Single Serrated Finned Tube and a Plain Finned Tube. *IJRRAS*, 2, 88-94.
- Nazilah, & Widodo, B. K. (2016). Analisis Numerik Pengaruh Pitch Ratio Longitudinal (SL/2a) dan Transversal (ST/2b) 1, 1.25, dan 1.5 terhadap Karakteristik Aliran Fluida dan Perpindahan Panas Melintasi Staggered Elliptical Tube Banks. *Jurnal Teknik ITS*, 5, B42 - B47.
- Putra, R. A. (2017). *Analisis Pengaruh Bentuk Fin Terhadap Efisiensi Thermal High Pressure Economizer Heat*

Recovery Steam Generator PLTGU PT> PJB-UP Gresik.
Surabaya.

Shah, R. K., & Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. United State: John Wiley & Sons.

Sitepu, P. (2010). Kajian Penggunaan Heat Recovery Steam Generator Pada Suatu Instalasi Turbin Gas. *Jurnal Dimanis*, 68-72.

BIODATA PENULIS



Dian Nilasari dilahirkan di Kota Kediri pada tanggal 16 Januari 1994. Penulis telah menyelesaikan pendidikan Program Studi DIII-Metrologi dan Instrumentasi, Departemen Teknik Fisika Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada tahun 2015. Penulis melanjutkan studinya pada Program Studi S1 Lintas Jalur Teknik Fisika, Departemen Teknik

Fisika Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Penulis berhasil menyelesaikan Tugas Akhir untuk memperoleh gelar sarjana dengan judul “**Analisis Pengaruh Susunan Sudut *Pitch Tube* Terhadap Karakteristik Aliran Fluida dan Perpindahan Panas yang Melintasi *Serrated Fin Tube***”. Selama perkuliahan penulis pernah menjadi staff HMTF-ITS 2013/2014 di Tim Event Eksternal. Bagi pembaca yang memiliki kritik, saran, atau ingin berdiskusi lebih lanjut mengenai Tugas Akhir ini maka dapat menghubungi penulis melalui email dnilasari16@gmail.com.

“Halaman ini memang dikosongkan”